

## Resum

L'objectiu d'aquest projecte és realitzar un estudi sobre el disseny i desenvolupament del tren posterior del prototip de motocicleta de competició elèctrica *e-One*, presentat per l'equip e-Ride ETSEIB a la competició MotoStudent Electric 2018.

La principal intenció és documentar tot el procés seguit en el seu disseny i construcció de forma que els futurs membres de dinàmica a l'equip tinguin un procediment i uns valors de referència als que atènyer-se. Cal dir que el present estudi s'ha centrat principalment en la presa de decisions ja que ha sigut el principal repte.

S'ha donat una gran importància al procediment seguit; aplicant una adaptació de la metodologia exposada en el llibre *Product Design and Development* citat durant la memòria i en la bibliografia. Se'ns dubte ha sigut de gran ajuda durant tot el procés, especialment, per encarar les fases de selecció dels diferents sistemes amb el rigor necessari.

A mode de resum, en primer lloc s'ha realitzat un estudi sobre els principis de funcionament del basculant i la suspensió. A partir d'aquests principis de funcionament, s'han establert les especificacions que ha de complir cada sistema. Mitjançant un estudi de mercat on s'han analitzat quins són els sistemes implementats en motocicletes equivalents al nostre prototip, s'han generat diversos conceptes candidats al procés de selecció durant la fase de generació. En la fase de selecció, s'han establert tots els criteris implicats en la presa de decisió de cada sistema i les seves valoracions per a cada concepte. Una vegada escollit el sistema solució, s'ha iniciat un procés de disseny a partir de les seves especificacions. A més, s'han realitzat els càlculs d'esforços sobre la motocicleta en pista, d'aquesta forma s'han obtingut les càrregues màximes a partir de les quals s'han optimitzat els dissenys finals per tal de minimitzar el pes del prototip. Finalment, s'ha documentat breument el procés de fabricació i muntatge del tren posterior.

# Sumari

<b>RESUM</b>	<b>1</b>
<b>SUMARI</b>	<b>2</b>
<b>GLOSSARI</b>	<b>5</b>
<b>1. PREFACI</b>	<b>7</b>
1.1. Origen del projecte MotoStudent Electric .....	7
1.2. Motivació .....	8
<b>2. INTRODUCCIÓ</b>	<b>9</b>
2.1. Objectius del projecte .....	9
2.2. Abast del projecte .....	9
<b>3. ESTAT DE L'ART</b>	<b>10</b>
3.1. Dinàmica global d'una motocicleta .....	10
3.2. Evolució històrica dels sistemes de suspensió .....	13
3.3. Principis de funcionament d'un amortidor .....	14
3.4. Motocicletes elèctriques .....	15
<b>4. NORMATIVA DE MOTOSTUDENT ELECTRIC</b>	<b>16</b>
<b>5. ESTUDI D'ESFORÇOS SOBRE LA MOTOCICLETA</b>	<b>17</b>
5.1. Estudi de les forces verticals en estat estacionari .....	18
5.2. Estudi de la força de resistència causada pel pendent de la carretera .....	18
5.3. Estudi de frenada i acceleració .....	19
5.3.1. Estudi de frenada .....	19
5.3.2. Estudi d'acceleracions .....	21
<b>6. ANÀLISI MODAL DE FALLADES I EFECTES (AMFE)</b>	<b>24</b>
<b>7. METODOLOGIA PER AL DISSENY</b>	<b>25</b>
7.1. FASE A: Establiment de les especificacions objectiu .....	26
7.2. FASE B: Generació de conceptes .....	27
7.3. FASE C: Selecció de conceptes .....	28
7.4. FASE D: Prototipatge .....	30
<b>8. DISSENY DEL BASCULANT</b>	<b>31</b>
8.1. FASE A: Especificacions .....	31
8.1.1. Estudi de rigidesa .....	31
8.1.2. Estudi d'esforços .....	32

8.2.	FASE B: Alternatives de disseny.....	33
8.2.1.	Basculants de competició actuals .....	33
8.2.2.	Generació de conceptes .....	35
8.3.	FASE C: Selecció del disseny definitiu.....	37
8.3.1.	Selecció del sistema solució .....	37
8.3.2.	Càlculs de rigidesa.....	38
8.3.3.	Càlculs estructurals per elements finits .....	44
<b>9.</b>	<b>DISSENY DEL SISTEMA DE SUSPENSÍO</b> .....	<b>48</b>
9.1.	FASE A: Especificacions .....	48
9.1.1.	Freqüència de la suspensió .....	48
9.1.2.	Càlcul del centre de masses .....	49
9.1.3.	Distàncies del basculant .....	50
9.1.4.	Estudi de la progressivitat de la roda .....	50
9.2.	FASE B: Alternatives de disseny.....	53
9.2.1.	Sistemes de suspensió de competició actuals.....	53
9.2.2.	Generació de conceptes .....	55
9.3.	FASE C: Selecció del disseny definitiu.....	58
9.3.1.	Selecció del sistema solució .....	58
9.3.2.	Dimensionament de la suspensió .....	61
9.3.3.	Càlculs estructurals per elements finits .....	68
<b>10.</b>	<b>DIMENSIONAMENT D'ANCORATGES O FIXACIONS</b> .....	<b>71</b>
<b>11.</b>	<b>FASE D: PROTOTIPATGE</b> .....	<b>75</b>
11.1.	Basculant.....	75
11.2.	Suspensió posterior.....	77
11.3.	Tren posterior .....	78
<b>12.</b>	<b>PRESSUPOST</b> .....	<b>79</b>
<b>13.</b>	<b>ESTUDI MEDI AMBIENTAL</b> .....	<b>80</b>
<b>14.</b>	<b>PLANIFICACIÓ</b> .....	<b>81</b>
<b>CONCLUSIONS</b>	.....	<b>82</b>
<b>AGRAÏMENTS</b>	.....	<b>84</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	.....	<b>85</b>
	Referències bibliogràfiques.....	85
	Bibliografia complementària.....	85



## Glossari

**NOTA:** Les definicions contemplades en la normativa ISO han sigut extretes dels seus corresponents documents citats en la bibliografia complementària (ISO 6725:1981, ISO 6726:1988 i ISO 8855:1991 ).

### CONCEPTES GLOBALS

*Amortiment efectiu:* Amortiment del conjunt molla amortidor de la suspensió equivalent.

*Angle d'avanç:* Angle de l'eix de la pipa de direcció amb la vertical. (Veure figura 3.1)

*Angle de deriva:* Angle entre la direcció de marxa de la roda i el pla de la roda.

*Avanç lineal al terra:* Distància entre el punt de contacte de la roda anterior amb el pla de la carretera i el punt de intersecció entre l'eix de la pipa de direcció i el pla de la carretera.

*Avanç normal posterior:* Distància entre el punt de contacte de la roda posterior amb el terra i l'eix de direcció de la moto.

*Avanç normal:* Distància entre el punt de contacte de la roda anterior amb el pa de la carretera i l'eix de la pipa de direcció.

*Batalla:* Distància entre els eixos de les dues rodes projectada al pla de la carretera.

*Forquilla:* Sistema de suspensió anterior en el qual dos tubs de diferent diàmetre concèntrics i amb moviment relatiu telescòpic entre ells. Dintre d'aquests dos hi ha un conjunt molla amortidor.

*Wheelie o Wheeling:* Situació en que la motocicleta realitza un gir en la direcció de l'eix de capcineig respecte el punt de contacte amb el terra de la roda posterior (aixecament de la roda davantera)

*Wheelie invertit:* Situació en que la motocicleta realitza un gir en sentit antihorari en la direcció de l'eix de capcineig respecte el punt de contacte de la roda davantera amb el terra

*Massa no suspesa:* Tota aquella massa de la moto que no està aïllada del terra mitjançant sistemes de suspensió.

*Massa suspesa:* Tota aquella massa de la moto que està aïllada del terra mitjançant sistemes de suspensió.

*Motion Ratio:* Rati de desplaçaments o velocitats entre el conjunt molla amortidor d'un sistema de suspensió i la roda.

*Offset:* Distància entre l'eix de la pipa de direcció i un eix paral·lel a aquest i que passa per l'eix de la roda davantera. Aquest pot venir imposat per les forquilles, o per les tiges que aguanten aquestes.

*Pipa de direcció:* Element cilíndric del xassís que uneix el sistema de direcció amb aquest. L'eix de la pipa coincideix amb l'eix de direcció de la moto.

*Sistema Pro-link:* Tipus de suspensió posterior dissenyat inicialment per Honda®, la qual es basa en un quadrilàter articulat.

*Sistema Uni-trak:* Tipus de suspensió posterior dissenyat inicialment per Kawasaki®, la qual es basa en un quadrilàter articulat.

*Sistema Full Floater:* Tipus de suspensió posterior dissenyat inicialment per Suzuki®, la qual es basa en un quadrilàter articulat.

## **NOTACIÓ DE L'ESTUDI D'ESFORÇOS SOBRE LA MOTOCICLETA**

$F_{fd}$ : força de frenada davantera

$N_d$ : normal davantera

$N_t$ : normal posterior

$h$ : distància vertical al CdG

$b_a$ : distància horitzontal al CdG en l'acceleració

$b_f$ : distància horitzontal al CdG en la frenada

$p$ : batalla de la motocicleta

# 1. Prefaci

## 1.1. Origen del projecte MotoStudent Electric

El projecte neix de la renovació de l'antic equip d'e-Ride ETSEIB per participar en la segona edició de la competició MotoStudent Electric. Actualment l'equip esta format per 13 estudiants de l'Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona (ETSEIB, UPC).



Figura 1.1 - Membres i tutor de l'equip e-Ride ETSEIB Temporada 2017-18

MotoStudent és una competició internacional, promoguda per *Moto Engineering Foundation i Technopark MotorLand*, entre universitats de tot el món.

Els equips d'estudiants s'enfronten al repte de idear, dissenyar, construir i competir amb un prototip de motocicleta de competició semblant a la categoria mundialista de Moto3. La competició es durà a terme en el circuit de MotorLand Aragón.

Representa un repte on hauran de demostrar la seva creativitat y habilitats de innovació en un ambient de competició on s'aplicaran els seus coneixements d'enginyeria contra altres equips d'universitats de tot el món durant un període de tres semestres.

Durant la competició s'avaluarà el prototip en tres fases diferents. En la primera se'l sotmetrà a diferents condicions en un banc de proves per comprovar que compleix els requeriments mínims de seguretat. En la fase MS1 es valora la presentació d'un projecte industrial que inclou les justificacions de disseny, de innovació, un pla de negoci, una avaluació de costos, entre d'altres. En la fase MS2 es realitzaran diferents proves estàtiques i dinàmiques amb

l'objectiu d'estudiar el comportament de la motocicleta en funcionament. A més d'incloure proves d'acceleració i resistència, aquesta fase conclou amb una cursa en el circuit de MotorLand.



Figura 1.2 – Circuit de MotorLand Aragón

## 1.2. Motivació

El motociclisme de competició és un món en constant avanç i ple de innovacions. Per aquest motiu el salt a la motocicleta elèctrica era qüestió de temps. Aquest salt comporta canvis en tots els aspectes de la motocicleta, no només en el tren de potència. D'aquí neix la meva motivació per aquest projecte, poder formar part d'un equip enfocat a dissenyar i construir un vehicle de competició futurista i sostenible.

Ja que es tracta d'un sector amb un alt grau de secretisme, quan vaig començar en l'equip suposava un gran repte trobar motocicletes de referència a partir de les quals poder desenvolupar un disseny dinàmic òptim. Per aquest motiu, la principal motivació d'aquest treball és condensar tot el procés seguit en el disseny i construcció de la suspensió de la motocicleta *e-One*. D'aquesta forma, els futurs membres de dinàmica a l'equip tindran un procediment al que atènyer-se i uns valors de referència quan comencin la seva feina. Explicant la meva experiència també espero poder evitar-l'hi possibles errors o aportar idees que els hi puguin propiciar solucions.



## 2. Introducció

### 2.1. Objectius del projecte

El principal objectiu del projecte és condensar tot el procediment seguit durant el disseny i construcció de la suspensió de la motocicleta *e-One*. La intenció és aconseguir un disseny de suspensió posterior que aporti un bon comportament dinàmic a la motocicleta.

### 2.2. Abast del projecte

La intenció del treball és englobar tots els coneixements necessaris pel disseny de la suspensió. Aquests serien:

- Estudi de mercat dels sistemes de suspensió de competició utilitzats.
- Anàlisi bàsic d'una motocicleta elèctrica.
- Estudi d'esforços crítics sobre la motocicleta durant la cursa.
- Funcionament d'un amortidor.
- Selecció d'un sistema de suspensió adequat per a la motocicleta.
- Disseny d'un sistema de suspensió de competició a partir de la seva progressivitat.
- Simulacions de tots els components estructurals de la suspensió.
- Disseny del basculant i simulacions estructurals.
- Dimensionament de tots els ancoratges i fixacions.

### 3. Estat de l'Art

#### 3.1. Dinàmica global d'una motocicleta

En el disseny d'una motocicleta, és important decidir entre quins valors es mouran els seus paràmetres dinàmics ja que determinaran el seu comportament. Aquesta suma de factors són clau per determinar certs aspectes importants de la motocicleta com són la maniobrabilitat, la rapidesa en la resposta i la estabilitat. A continuació es descriuran els principals paràmetres dinàmics a considerar: (Veure figura 3.1)

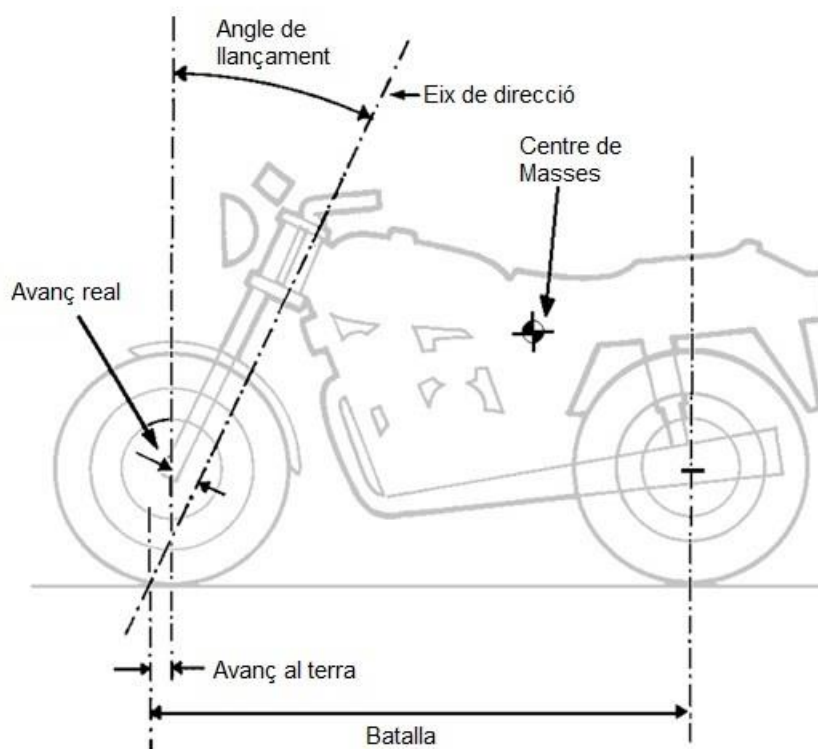


Figura 3.1. – Dibuix esquemàtic amb la paràmetres característics de la geometria bàsica indicats

**Avanç al terra ( $r_r$ ):** Es tracta de la distància entre l'eix de direcció i el punt de contacte amb el terra del pneumàtic. És una aproximació de l'avanç real, el qual es correspon al descentrament entre l'eix de la roda i l'eix de direcció. La funció principal de l'avanç és proporcionar una certa estabilitat direccional. Aquest descentrament dels eixos provoca que els dos punts de contacte dels pneumàtics amb el terra quedin per darrera del punt per on talla l'eix de direcció. D'aquesta forma es produeix un parell autoalineant que afavoreix l'estabilitat. Per això es tracta d'un paràmetre clau en l'entrada en corba d'una motocicleta. És important remarcar que l'avanç no té un valor fix durant la carrera ja que certs factors com l'angle de gir o l'angle de

direcció fan variar el seu valor.

**Angle de llançament ( $\tau$ ):** És l'angle forma per la vertical que passa per l'eix de la roda i la recta definida per l'eix de direcció. El seu valor afecta a la inclinació de la roda durant la conducció i també repercuteix en la duresa i la maniobrabilitat de la direcció. A més, la seva existència és convenient per a facilitar la construcció del xassís, ja que una inclinació de la direcció cedeix més espai a la zona frontal. Valors normals de l'angle de llançament van des dels 21° als 30°. En el cas d'una motocicleta de competició, sol estar entre els 21° i els 24°.

**Batalla:** És la distància entre els eixos de la roda davantera i posterior. Com més gran sigui aquesta distància, major serà l'estabilitat direccional i caldrà un major esforç per negociar les corbes. Si la batalla és major, cal un major angle de gir en les corbes i es produeix una menor transferència de càrregues, augmentant els moments d'inèrcia de capcineig i de guinyada. Aquesta distància varia molt segons el tipus de motocicleta; les grans motocicletes de turisme tenen distàncies que ronden els 1500 mm, en canvi les esportives van des de 1270 mm en les més petites fins a 1400 mm en les més grans.

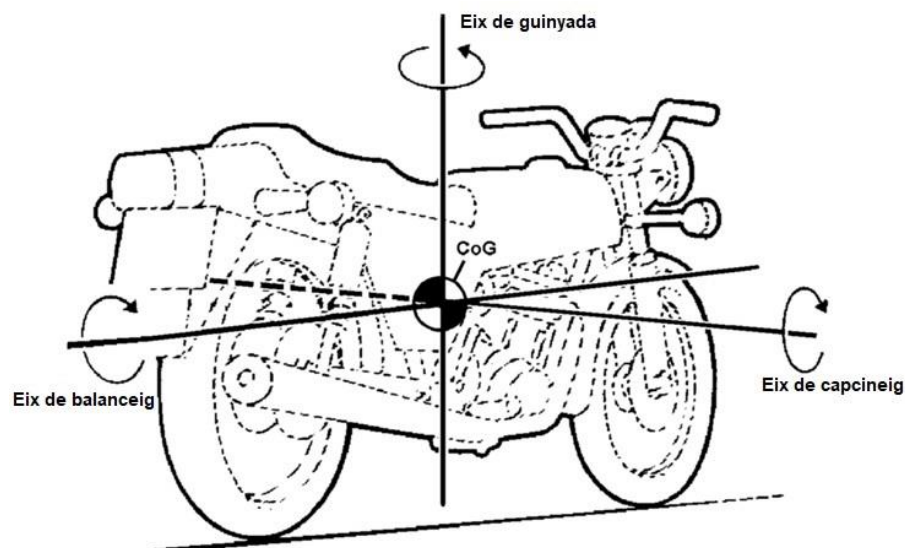


Figura 3.2. – Noms propis dels eixos principals de rotació d'una motocicleta

En el cas d'una motocicleta de competició, el valor d'aquests paràmetres està molt acotat. Com que es tracta d'un sector amb un alt grau de secretisme, no es solen compartir (i molt menys publicar) els estudis fets pels enginyers dels equips de competició. Per això se sol treballar sempre amb motocicletes de referència de les quals se sap que tenen un bon comportament dinàmic. En el nostre cas, al no existir cap competició de motocicletes elèctriques equivalent a una categoria de Moto3, s'han buscat motocicletes de referència de combustió i s'ha intentat adaptar la seva geometria a la d'una elèctrica. No obstant, també s'han tingut en compte les motocicletes elèctriques de la primera edició de MotoStudent Electric pel simple fet de ser elèctriques, ja que no es té informació fiable sobre el seu

comportament dinàmic. Per aquest motiu, després de contrastar informació sobre desenes de motocicletes de les categories *mundialistes* de Moto2 i Moto3; la decisió final va ser prendre com a referència la ER16 de l'equip universitari ETSEIB Racing de la nostra escola ja que va ser la guanyadora de la seva edició de MotoStudent Petrol. (Veure figura 3.3).



Figura 3.3. – ER16 guanyadora de l'anterior edició de *MotoStudent Petrol*

D'aquesta forma, el disseny de la geometria bàsica va partir de les següents tres motocicletes de referència. (Veure taula 3.1).

Característica	ETSEIB Racing ER16-ETSEIB	Teruel MotoStudent EUPTBIKES	MotoSpirit UPC Chispitas
Batalla (mm)	1220	1280	1285
Angle de llançament (°)	23	23	21,5
Avanç (mm)	89,3	81,85	89,69
Avanç normal (mm)	82,2	75,34	83,45
Distància lliure al terra (mm)	165	140	160
Altura del seient (mm)	750	790	840

Taula 3.1 – Taula de característiques dinàmiques de les motos de referència.

## 3.2. Evolució històrica dels sistemes de suspensió

En un principi, les primeres motocicletes no tenien cap tipus de sistema de suspensió que amortís els impactes que rebia el vehicle. Com es pot observar en la *figura 3.4* els eixos de les dues rodes estaven units per un mateix quadre, tractant tota la motocicleta com únic sòlid rígid a excepció de les gomes pneumàtiques.



*Figura 3.4 - Primer model de motocicleta BMW llançat al 1919.*

Per aquest motiu no va trigar en popularitzar-se el braç oscil·lant posterior (basculant) amb un sistema de suspensió tipus plunger, tècnicament molt pobre. El basculant estava format per un tub transversal on s'allotjaven els rodaments en contacte amb el xassís i per dos tubs laterals que suportaven la roda i els amortidors. El principal inconvenient d'aquest sistema de suspensió és que tenia una clara falta de rigidesa torsional que es compensava utilitzant un amortidor a cada costat. La seva incorporació arruïnava els efectes de la triangulació de la part posterior ja que cada costat podia flectir independentment del pla vertical. (Veure figura 3.5).



*Figura 3.5 - Model de suspensió plunger.*

Durant la dècada dels anys 70, Kawasaki va desenvolupar un nou sistema de suspensió per la carrera de resistència Godier-Genoud. Aquest sistema constava d'un basculant de forma triangular que pivotava sobre la unió amb el xassís al qual hi havia una connectada una maneta que exercia de segon contacte amb el xassís. Amb la introducció d'aquest sistema, van aconseguir una relació de desplaçaments entre la roda i la compressió de l'amortidor variable, produint-se una constant efectiva de la roda variable. Es va aconseguir una suspensió on es podia escollir la progressivitat desitjada al llarg del recorregut de l'amortidor fent variar les distàncies del sistema. Aquest va ser la base per als sistemes utilitzats en l'actualitat per les grans marques com Honda (sistema ProLink), Suzuki (sistema Full Floater) o Kawasaki (sistema Uni Track).

### 3.3. Principis de funcionament d'un amortidor

Un amortidor mono tub o bi tub és un dispositiu construït amb un eix cromat i dos tubs d'acer (l'un dins l'altre) que té per objectiu esmorteir els impactes rebuts als pneumàtics en instants determinats dissipant en forma de calor l'energia rebuda en forma de força (converteix energia cinètica en energia tèrmica). El tub exterior s'anomena tub de reserva (esta ple d'oli) i l'interior tub de compressió. En un extrem, l'eix d'acer es fixa al vehicle, en l'altre es munta un pistó que es desplaça al llarg del tub de compressió, el qual pressiona o succiona oli que flueix a través de vàlvules instal·lades en el tub de compressió. (Veure figura 3.6).

Aquest ve caracteritzat per diferents paràmetres:

- Constant efectiva de la molla
- Recorregut
- Longitud entre fixacions
- Precàrrega regulable

La constant efectiva d'una molla es la mesura de la seva rigidesa; aquesta relaciona el seu desplaçament en funció de la força que se li aplica. Si aquesta constant no varia en tot el rang de moviment útil de l'amortidor s'anomena lineal. Per altre banda, alguns tipus de molles tenen una constant diferent a mesura que es comprimeix en el seu recorregut; aquests es coneixen com a amortidors progressius. (Veure figura 3.7).

Un altre paràmetre a tenir en compte és la precàrrega. Aquest s'utilitza per comprimir la molla del amortidor sense que aquest rebí cap força en les seves fixacions. En termes lineals, és la diferència de distància entre la longitud lliure de la molla i la longitud quan està instal·lat l'amortidor.

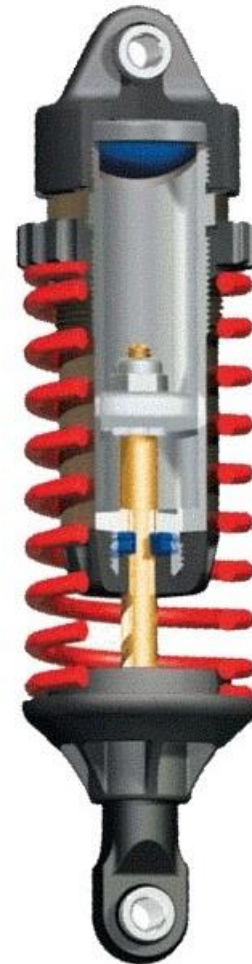


Figura 3.6 - Interior d'un amortidor.



Figura 3.7 - Amortidor amb molla progressiva.



### 3.4. Motocicletes elèctriques

Tot i que l'anàlisi del tren de potència elèctric escapa a l'abast del projecte, és important fer un breu incís en els diferents components que el formen ja que aquests suposen l'element diferenciador respecte qualsevol motocicleta de categoria Moto3 o Moto2 que existeixi en la actualitat. Un tren de potència elèctric que permeti recórrer la distància de la carrera implica un volum molt superior al d'un tren de potència de combustió; és a dir, un major volum interior del xassís i per tant un disseny dinàmic molt més ajustat.

El tren de potència de la e-One consta dels següent elements:

**Acumulador d'energia:** L'acumulador, entès com una bateria electroquímica, és el component que proporciona l'energia. La bateria està composta per un conjunt de cel·les configurades en sèrie i en paral·lel, permetent que es proporcioni el voltatge i la intensitat desitjades al motor. A més, s'ha estudiat la possibilitat d'implementar un acumulador mixt que implementi bateries i supercondensadors per aprofitar d'una forma més eficient l'energia produïda durant les frenades regeneratives.

**BMS (Sistema de Gestió de la Bateria):** És l'encarregat d'assegurar que les bateries treballin en tot moment dins de la seva àrea de seguretat per tal de que no suposin un perill pel pilot o els membres de l'equip.

**Transmissió:** Component que transfereix el parell i la velocitat del motor a la roda. Es divideix en primària (sortida del motor) i secundària (entrada a la roda). Després de fer un estudi entre totes les alternatives existents, s'ha decidit que la e-One durà una transmissió primària per caixa de canvis i una secundària per cadena.

**Convertidor DC/DC:** Dispositiu que transforma corrent continua d'una tensió a una altra. En aquest cas, és utilitzat per disminuir la tensió.

**ECU (Unitat de Control Electrònica):** És l'encarregat de proveir al motor de l'energia de les bateries. Interpreta la consigna del parell donada pel motor per així poder controlar la tensió i corrent que circulen pel motor a cada instant.

**VSC (Controlador de Supervisió del Vehicle):** Coordina la conversió d'energia de diversos dispositius i del poder de la transmissió a través de les parts elèctriques i les parts mecàniques.

**CAN:** El VSC interacciona amb els components del vehicle a través de una xarxa de comunicació basada en un protocol CAN.

## 4. Normativa de MotoStudent Electric

Tot disseny d'un vehicle s'ha d'ajustar a una normativa o legalitat segons el seu propòsit. En el cas de la e-One ha de complir el *Reglament de la V Competició Internacional MotoStudent 2017-2018*. En el següent apartat es farà un breu resum de tots aquells articles clau que limiten de forma directa el disseny de la suspensió posterior. A l'annex s'exposa tota la normativa relacionada d'una forma o altre amb el tren posterior.

### SECCIÓ B: REGLAMENT TÈCNIC

#### Article 7: Sistema de suspensió

##### B.7.1. Aspectes generals

B.7.1.1. Estan prohibits aquells sistemes de suspensió actius o semi-actius i/o controls electrònics de qualsevol paràmetre de la suspensió, inclosos aquells que controlen la regulació d'altura.

B.7.1.2. Els reglatges de la suspensió només poden ser realitzats de forma manual i mitjançant ajustos mecànics o hidràulics.

##### B.7.3. Suspensió posteriors

B.7.3.1. Els amortidors de la suspensió posterior hauran de ser de tipus convencional, sense ampolles o dipòsits exteriors, ja siguin annexos al cos principal o comunicats mitjançant cables de connexió.

B.7.3.2. El conjunt de suspensió posterior podrà disposar de sistemes d'ajust mecànics o hidràulics, tals com regulació de precàrrega de la molla, regulació de compressió, extensió o rebot.

B.7.3.3. Qualsevol sistema d'ajust de la suspensió posterior haurà d'estar integrat en el propi cos de l'amortidor. No s'admetran sistemes de regulació externs comunicats mitjançant cables de connexió, sirgues, etc.

B.7.3.4. Esta prohibida la instal·lació d'amortidors posteriors de longitud regulable.



## 5. Estudi d'esforços sobre la motocicleta

Per tal de dissenyar qualsevol sistema estructural d'una motocicleta de competició és necessari realitzar un seguit de simulacions per elements finits per comprovar que aquests aguantin els esforços màxims rebuts. Per saber les seves condicions de contorn es calculen aquests esforços en les diferents situacions candidates a ser el moment més crític o combinacions entre elles. Aquests esforços en diferents situacions són: les forces verticals en estat estacionari, la força de resistència causada pel pendent de la carretera, les forces de frenada i acceleració, i les forces conseqüència de la compressió màxima de la suspensió (estudiades en l'apartat 8). No es realitzen càlculs aerodinàmics ja que aquests no afecten directament sobre el sistema de la suspensió posterior.

Per realitzar un anàlisi de forma estructurada, es defineix un sistema d'eixos de referència segons la normativa UNE 26517. (Veure figura 5.1).

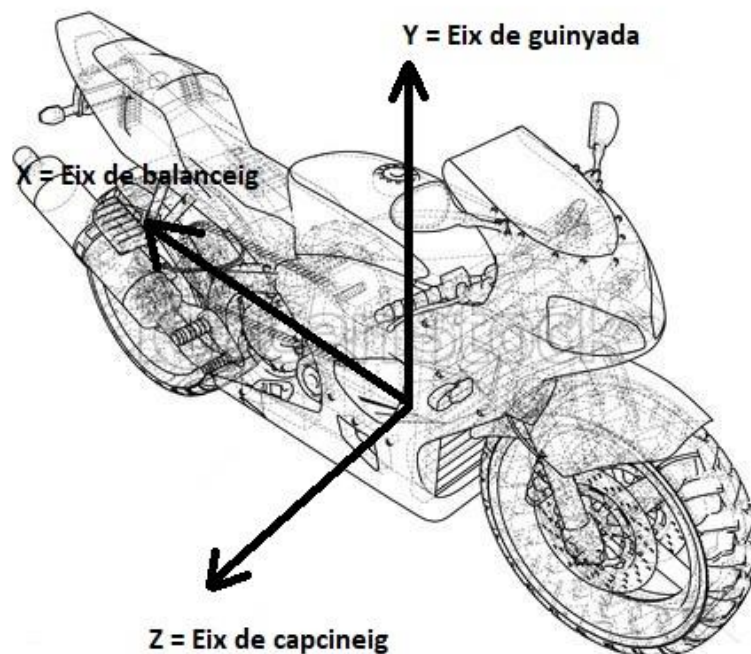


Figura 5.1 - Eixos de referència pel càlcul d'esforços.

## 5.1. Estudi de les forces verticals en estat estacionari

En aquest cas s'han calculat les forces verticals de reacció entre les rodes i el terra degudes a les diferents càrregues suportades per la motocicleta. Aquestes reaccions es veuen molt influenciades per la situació del CdG.

Com s'està considerant que la motocicleta es troba en règim estacionari, per trobar les reaccions verticals en els pneumàtics es suposa que la motocicleta està estacionada. Les reaccions s'obtenen a través dels següents balanços de força i moments; sent pel prototip e-One  $b=0,62\text{m}$  i  $p=1,260\text{m}$ :

$$m \cdot g = N_f + N_r = 1814.85 \text{ N}$$

$$N_f = \frac{m \cdot g(p - b)}{p} = \frac{185 \cdot 9.81(1.260 - 0.620)}{1.260} = 921.82 \text{ N}$$

$$N_r = \frac{m \cdot g \cdot b}{p} = \frac{185 \cdot 9.81 \cdot 0.620}{1.260} = 893.03 \text{ N}$$

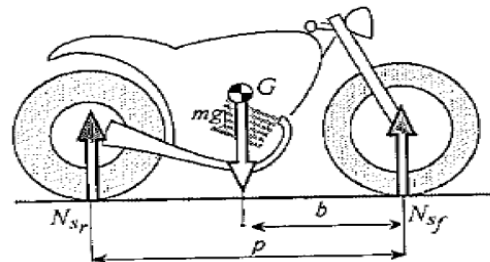


Figura 5.2 - Equilibri en estat estacionari.

És lògic que les dues normals igualin el pes total de la motocicleta, però no de igual forma, ja que aquestes depenen de la posició del CdG. En el cas suposat, la reacció de la roda davantera ( $N_f$ ) és major que la posterior ( $N_r$ ) donat que la motocicleta té el CdG lleugerament desplaçat a la part davantera. (Veure figura 5.2).

## 5.2. Estudi de la força de resistència causada pel pendent de la carretera

En la següent situació es suposa que la motocicleta es troba en un tram amb pendent. Degut a això, el pes total de la motocicleta presenta dues components, una normal al terra i una altre en la direcció del moviment de la motocicleta. Aquesta última és la calculada a continuació ja que és la única que oposa resistència al avanç.

L'angle  $\alpha$  representa el pendent de l'asfalt. Per aquest cas s'ha considerat la màxima pendent que presenta el circuit de Motorland, on es realitzarà la competició. (Veure figura 5.3).

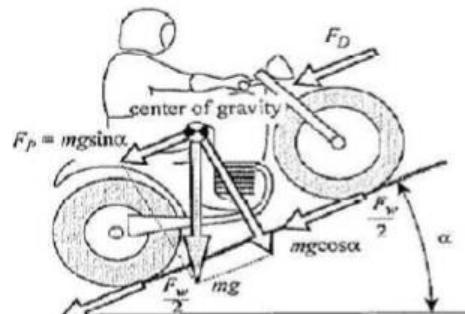


Figura 5.3 - Sistema de forces en pendent

$$\alpha = 7,2^\circ = 0,12566 \text{ rad}$$

$$F_p = m \cdot g \cdot \sin(\alpha) = 185 \cdot 9081 \cdot \sin(0,12566) = 227.46 \text{ N}$$

En els següents apartats no es tindrà en compte aquesta força ja que es pràcticament nul·la en tot el circuit.

### 5.3. Estudi de frenada i acceleració

Per realitzar els càlculs d'acceleració i frenada s'han suposat les següents hipòtesis:

- Carretera sense pendent, sots ni altres irregularitats.
- Força de resistència al rodament dels pneumàtics negligible.
- Força aerodinàmics d'aixecament negligible.
- Ubicació del centre de pressions coincident amb el CdG calculat anteriorment.
- La deformació dels pneumàtics es negligible.
- La potència del motor no limita l'acceleració màxima.
- La posició del pilot és constant.

#### 5.3.1. Estudi de frenada

Per a la frenada es simularan dues situacions: la primera fixant l'eix del basculant i la segona fixant la pipa. Es podria dir que físicament té més sentit la segona situació. No obstant, es calcularan les dues i es prendrà la més crítica com a referència.

Per trobar les forces sobre el tren davanter i posterior s'ha realitzat un estudi dinàmic de la motocicleta en frenada màxima a final de recta. Es plantegen dues hipòtesis frenant només amb la roda davantera:

1. La motocicleta no perd contacte per la part posterior i arriba al límit de tracció (derrapa).
2. La motocicleta bolca abans de derrapar.

En ambdós casos es considera que l'acceleració angular de bolcament és zero.

### Hipòtesi 1: Límit per tracció

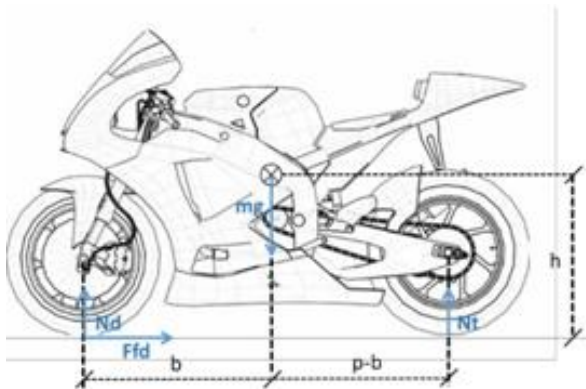


Figura 5.4 - Hipòtesi 1 per a l'estudi de frenada

$F_{fd}$ : força de frenada davantera

$N_d$ : normal davantera

$N_t$ : normal posterior

$h$ : distància vertical al CdG

$p$ : batalla de la motocicleta

$b_f$ : distància horitzontal al CdG

TCM:

$$\sum F_{ext} = m \cdot a(G)$$

$$F_{fd} = m \cdot a_1$$

$$-m \cdot g + N_d + N_t = m \cdot a_2 = 0$$

TMC:

$$\sum M_{ext}(G) = G\dot{K} = I_3 \cdot \alpha$$

$$F_{fd} \cdot h - N_d \cdot b_f + N_t \cdot (p - b_f) = 0$$

Es necessita una quarta equació, de forma que es considera que la fricció entre terra i pneumàtic és de 1,5. Un valor de coeficient aparentment alt, però cal tenir en compte que es tracta d'un contacte entre asfalt de circuit i pneumàtics *slicks* de 17". Prenent com a dades del prototip *e-One*:

$$p=1,26\text{m} \quad b_f=0,62\text{m} \quad h=0,7\text{m} \quad m_{\text{total}}=m_{\text{pilot}}+m_{\text{moto}}=70+115=185 \text{ kg} \quad \mu=1,5$$

Sabent que si  $p > \mu \cdot h$ , s'extreu que  $\mu \cdot h > b_f$  i  $N_t$  és negativa.

$$F_{fd} = \mu \cdot N_d = N_d \quad N_t = mg \cdot \frac{b_f - \mu h}{p - \mu h}$$

Així doncs, s'obté un valor per a la força normal posterior negativa ( $N_t = -3716 \text{ N}$ ), és a dir, que la hipòtesis és incorrecte doncs el terra mai aplicarà una força en direcció negativa. (Veure figura 5.4).

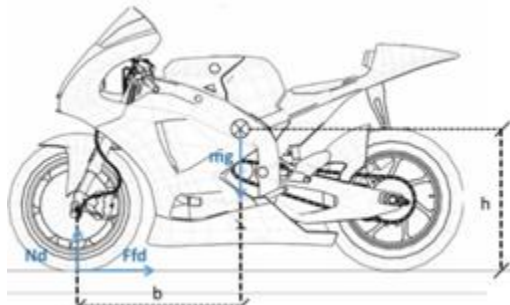
**Hipòtesi 2: Límit per *wheelie* invertit**

Figura 5.5 - Hipòtesi 2 per a l'estudi de frenada

 $F_{fd}$ : força de frenada davantera $N_d$ : normal davantera $h$ : distància vertical al CdG $b$ : distància horitzontal al CdG**TCM:**

$$F_{fd} = m \cdot a_1$$

$$-m \cdot g + N_d = 0$$

**TMC:**

$$F_{fd} \cdot h - N_d \cdot b = 0$$

De l'estudi en resulten les següents forces i acceleracions:

$$F_{fd} = 1605.5 \text{ N}; N_d = 1813 \text{ N}; a_1 = 8.68 \text{ m/s}^2$$

Com que al dimensionar els esforços sempre s'ha de considerar la condició més desfavorable, es considera que la moto realitza un *wheelie* invertit, és a dir, gira en sentit antihorari en la direcció de l'eix de capcineig respecte el punt de contacte de la roda davantera amb el terra. Utilitzant tota la força de frenada disponible:

$$F_{fd} = \mu \cdot N_d = 1,5 \cdot N_d$$

En aquest cas, tot i no haver-se complert la hipòtesi 1, pot arribar a succeir ja que només és necessari que disminueixi el centre de gravetat del conjunt moto-pilot a  $h = b = 620 \text{ m}$ . (Veure figura 5.5).

Es recorda al lector que el sistema no és en realitat un sòlid rígid ja que el pilot i les suspensions introdueixen un moviment relatiu entre quatre conjunts considerats rígids: el pilot, la massa suspesa de la moto, la massa no suspesa davantera i la massa no suspesa posterior.

**5.3.2. Estudi d'acceleracions**

A continuació s'estudiaran diverses hipòtesis en les que es podria produir l'acceleració màxima, per a posteriorment estudiar els resultats i avaluar quin és el cas que millor representa la situació real.

### Hipòtesi 1: Límit per tracció

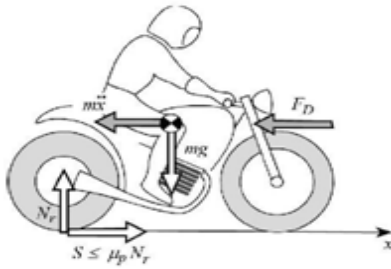


Figura 5.6 - Reaccions en estàtic.

Segons es desprèn de la imatge anterior:

$$\sum F_{horizontales} = S - F_D - m \cdot \ddot{x} = 0$$

En aquesta situació es coneix també que la força de tracció serà inferior, o com a màxim igual, a la força màxima obtinguda del producte del coeficient de tracció ( $\mu_p=0,9$ ) i la reacció vertical en la roda posterior ( $N_r$ ). (Veure figura 5.6).

Si considerem:

$$N_r = m \cdot g \cdot \frac{p - b_a}{p} + S \cdot \frac{h}{p}; \ddot{x} \leq \frac{\mu_D \cdot g \cdot \frac{p - b_a}{p}}{1 - \mu_D \cdot \frac{h}{p}} - \frac{F_D}{m}$$

Cal tenir en compte que la màxima acceleració s'obtindria quan la força dinàmica fos nul·la, és a dir, per exemple accelerant des de la posició inicial estàtica. De no considerar-ho així, quan la velocitat augmentes l'acceleració disminuiria. Això és degut a que part de la força de tracció s'igualava a la força aerodinàmica i pot ser utilitzada per accelerar.

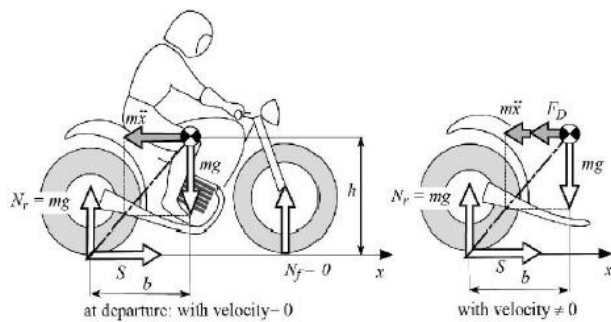
Per tant, considerant  $F_D=0$  i els paràmetres mencionats en el cas estacionari, s'extreu:

$\ddot{x}$ [m/s <sup>2</sup> ]	S[N]	$N_r$ [N]	$N_f$ [N]
8.68	1605.80	1785.13	29.72

### Hipòtesi 2: Límit per *wheeling*

Es coneix com a *wheeling* a situació límit deguda a la rotació de la motocicleta en la direcció de l'eix de capcineig respecte el punt de contacte amb el terra de la roda posterior (aixecament de la roda davantera). Aquest supòsit té lloc quan la reacció deguda al pes que apareix en el contacte de la roda davantera amb el terra és nul·la. Els següents càlculs es realitzaran prenent:

$b_a=0,64$ (m)	$p=1,26$ (m)	$h=0,7$ (m)	$\mu_p=0,9$	$m=185$ kg
----------------	--------------	-------------	-------------	------------



Aquesta situació imposa la següent igualtat:

$$N_f = g \cdot m \cdot \frac{b_a}{p} - S \cdot \frac{h}{p} = 0$$

Obtenint:

$$\ddot{x} \leq g \cdot \frac{b_a}{h} - \frac{F_D}{m}; \quad N_r = 1814.86 \text{ N}$$

Figura 5.7 - Forces aplicades al centre de gravetat amb velocitat diferent de zero.

Segons es desprèn d'aquesta equació, a mesura que augmenta  $F_D$  menor és l'acceleració. Sabent que  $F_D$  és proporcional a la velocitat ( $V$ ), a menor velocitat, menor és l'acceleració límit. Per aquest motiu, igual que en la situació límit anteriorment estudiada, es considerarà  $F_D$  nul·la al considerar-se que la màxima acceleració succeirà en el moment de l'inici del moviment. (Veure figura 5.7).

Aleshores:

$$\ddot{x} \leq g \cdot \frac{b_a}{h}; \quad \ddot{x} = 8.96 \text{ m/s}^2$$

Al tractar-se d'una motocicleta amb la distància entre eixos petita i, com a conseqüència, una distància del CdG a la roda posterior petita, l'acceleració necessària perquè es produeixi el fenomen de *wheeling* és relativament baixa. Per tant, si el coeficient de fricció seca és major al suposat, és probable que la moto s'aixequi abans de que derrapi la roda posterior.

## 6. Anàlisi modal de fallades i efectes (AMFE)

En tot projecte d'enginyeria és important fer un anàlisi modal de fallades i efectes (AMFE) per contemplar en la fase de disseny i fabricació tots els possibles errors que es poden produir durant el funcionament del producte en qüestió. Realitzar aquest anàlisi, ajuda a evitar possibles fallades greus o irreversibles; amb més motiu tractant-se d'una motocicleta, on està en joc la vida del pilot. El criteri de valors per realitzar l'anàlisi modal de falles y efectos serà:

	OCURRENCIA (O)	SEVERITAT (S)	DETECCIÓ (D)
1	Molt poca	Poca	Alta
2	Poca	Significativa	Moderada
3	Moderada	Major	Poca
4	Alta	Seria	Molt Poca
5	Molt alta	Crítica	Nul·la

SISTEMA DE SUSPENSIONS Y FRENS					
FALLADA	EFFECTE	O	S	D	RPN
Frens	Sobreescalfament del sistema de frenada i disminució de la frenada.	3	2	2	<b>12</b>
Suspensió mal regulada	Vibracions excessives per el pilot i mala resposta sobre la pista.	3	3	1	<b>9</b>
Inconvenients amb els rodaments entre tija i forquilla	Comportament irregular de la direcció, dificultat al girar.	2	3	1	<b>6</b>
Inconvenients en l'encaix i la regulació de les bieletes en l'amortidor posterior	Dificultat de regulació de la posició de l'amortidor posterior.	3	3	2	<b>18</b>
Defectes de soldadura	Deformacions o ruptures provocades per la ruptura de soldadures en els encoratges de la suspensió.	3	2	2	<b>12</b>

BASCULANT					
FALLADA	EFFECTE	O	S	D	RPN
Esquerdament de la soldadura	Inseguretat a l'hora de pilotar.	3	1	4	<b>12</b>
Fallada de l'ancoratge de les bieletes amb el basculant	Inseguretat a l'hora de pilotar per un mal funcionament del conjunt de suspensió i possible caiguda.	1	5	1	<b>5</b>
Col·lapse de la soldadura	Fallada estructural del tren posterior amb la possible caiguda del pilot.	1	4	4	<b>16</b>
Fallada per fatiga del basculant	Caiguda imminent. Impossibilitat de continuar la marxa per la inestabilitat del tren posterior.	2	5	4	<b>40</b>
Deformació no destructiva del xassís després d'un impacte	Mal comportament dinàmic.	1	3	3	<b>9</b>
Fallada de la unió xassís-basculant	Mala resposta del tren posterior u possible caiguda del pilot.	1	5	1	<b>5</b>



## 7. Metodologia per al disseny

La societat actual és caracteritzada per progressar a velocitats vertiginoses en tots els àmbits, i l'enginyeria no n'és una excepció. Per a poder complir amb aquesta necessitat, no només es necessiten recursos materials i persones qualificades, també és necessari desenvolupar un procediment i una metodologia fruit d'un estudi previ per poder assegurar un progrés real de forma rigorosa.

Existeixen una gran quantitat de mètodes de treball a seguir en funció del producte a desenvolupar i dels recursos disponibles. Per aquest projecte s'ha decidit seguir la metodologia proposada per Karl T. Ulrich i Steven D. Eppinger en la cinquena edició del seu llibre *Product Design and Development*. Evidentment es realitzarà una adaptació als recursos disponibles de l'equip i el marc establert per la competició; tenint en compte les limitacions de temps, pressupost i personal que implica. Per tant, només es podrà comptar amb la dedicació de l'autor com a responsable de la suspensió posterior; i amb la col·laboració dels altres integrants de l'equip en les seves àrees, per aportar idees en el plantejament inicial i per trobar solucions a possibles problemes.

Així doncs, pel disseny de la suspensió posterior del prototip *e-One* s'adaptarà la metodologia al projecte dividint-la en quatre grans etapes. (Veure figura 6.1).

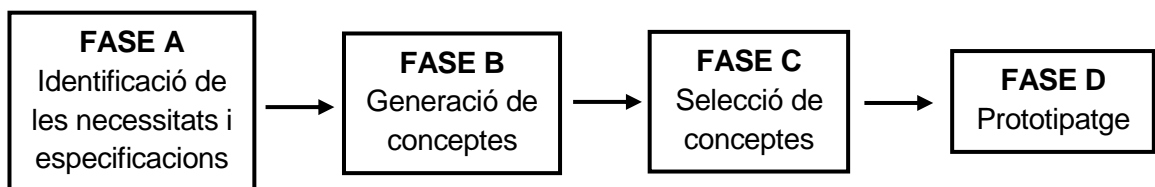


Figura 6.1 - Esquema de la metodologia emprada

La qual és una adaptació de (Veure figura 6.2):

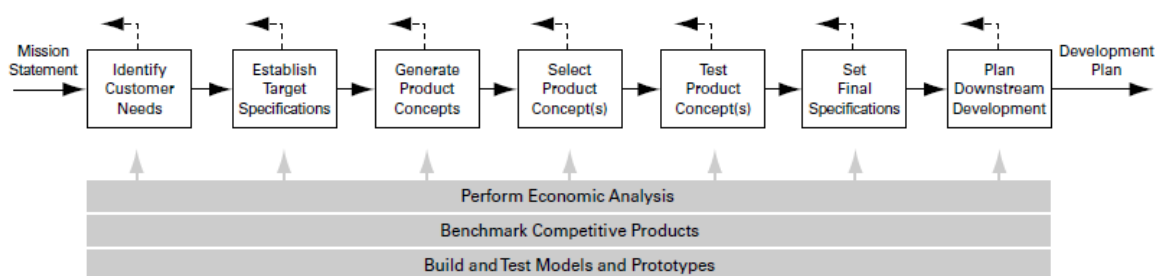


Figura 6.2 - Esquema de la metodologia exposada en el llibre *Product Design and Development* mencionat.

## 7.1. FASE A: Establiment de les especificacions objectiu

L'objectiu ideal en tot disseny seria poder establir les especificacions del producte de forma definitiva des del primer moment. Aquest fet es pot arribar a aconseguir en productes com una pastilla de sabó o una sopa, en canvi en productes relacionats amb últimes tecnologies resulta molt complicat. En aquests casos, les especificacions s'estableixen com a mínim dues vegades.

Immediatament després d'identificar les necessitats de l'usuari, s'estableixen les especificacions objectiu, aquelles que representen les aspiracions de l'equip i que són escollides abans de conèixer a quines restriccions de disseny està supeditat el nostre producte. Moltes d'aquestes especificacions no s'assoliran; per aquest motiu, l'equip ha de realitzar una revisió per modificar-les en consonància amb l'actual tecnologia aplicable en el sistema solució. Per obtenir les especificacions definitives, l'equip ha de realitzar un balanç per trobar un compromís entre el grau de compliment i la possibilitat de la seva realització.

Per definir les especificacions objectiu és necessari ser realista i no aspirar a combinacions ideals a nivell de sol·licitacions però difícilment compatibles entre elles a nivell tècnic (veure figura 6.3). Per trobar-les, es segueix el següent procediment:

1. Preparar una llista de mètriques.
2. Recopilar informació sobre la competència i realitzar una comparativa.
3. Establir valors objectius ideals i marginalment acceptables.
4. Reflexionar sobre els resultats i el procés seguit en la seva obtenció.

Metric No.	Need Nos.	Metric	Imp.	Units
1	1, 3	Attenuation from dropout to handlebar at 10 Hz	3	dB
2	2, 6	Spring preload	3	N
3	1, 3	Maximum value from the Monster	5	g
4	1, 3	Minimum descent time on test track	5	s
5	4	Damping coefficient adjustment range	3	N-s/m
6	5	Maximum travel (26-in. wheel)	3	mm
7	5	Rake offset	3	mm
8	6	Lateral stiffness at the tip	3	kN/m
9	7	Total mass	4	kg
10	8	Lateral stiffness at brake pivots	2	kN/m

*Figura 6.3 - Retall de la taula de mètriques realitzada pel disseny d'una suspensió de mountain bike anomenada "Monster"*

## 7.2. FASE B: Generació de conceptes

El concepte d'un producte és una descripció de la tecnologia, les funcions que realitza i la seva forma. A grans trets, es pot dir que engloba de forma concisa tots aquells aspectes que satisfan les necessitats del client; en aquest cas, les necessitats del pilot.

És important realitzar una generació de conceptes exhaustiva i robusta ja que, tot i que un bon concepte mal implementat pugui arribar a tenir èxit, un producte que parteix de conceptes pobres i de poca profunditat difícilment arribarà a tenir èxit per molt esforç que es dediqui en la seva implementació. Afortunadament, la generació de conceptes és relativament barata i es pot realitzar més ràpidament en comparació amb altres fases del procés de desenvolupament.

Aquesta fase comença amb un conjunt de necessitats del client y les especificacions objectiu determinades en la fase anterior. Com a resultat, s'obté un conjunt divers de conceptes que ofereixen un sistema solució al producte. Per tant, aquesta és la fase més creativa del projecte, ja que cal considerar un ventall de possibilitats tant gran com sigui possible.

Existeixen molts procediments diferents per estructurar la generació de conceptes. Karl T. Ulrich i Steven D. Eppinger recomanen en el seu llibre *Product Design and Development* el Mètode dels Cinc Passos (*A Five-Step Method*). Aquest es basa en dividir un problema complex en subproblemes més simples. A través d'arbres de classificació i taules de combinacions de conceptes, s'explora de forma sistemàtica l'espai de conceptes solució possible per integrar aquestes solucions a subproblemes en solucions globals. Finalment, es fa un pas enrere per reflexionar sobre la validesa i la aplicabilitat dels resultats. (Veure figura 6.4).

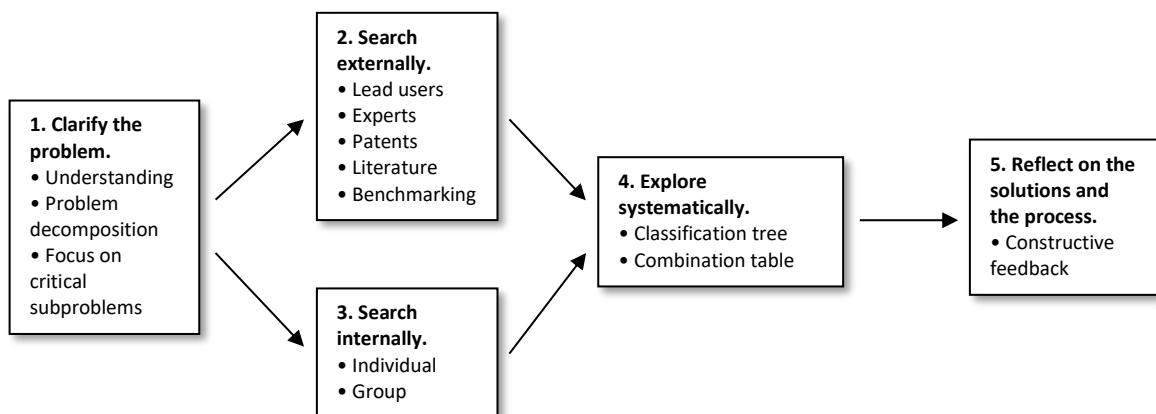


Figura 6.4 - Esquema del mètode dels cinc passos.

### 7.3. FASE C: Selecció de conceptes

Tot i que algunes etapes de la metodologia es beneficien de la creativitat i del pensament divergent, la selecció de conceptes és el procés de reduir el conjunt d'alternatives conceptuais que s'han considerat en la fase anterior. Encara que sigui un procés convergent, freqüentment es iteratiu i pot no produir un concepte dominant de forma immediata. Un conjunt gran de conceptes es sol reduir a un conjunt més petit, on els seus conceptes es poden combinar i millorar posteriorment per ampliar temporalment el conjunt de conceptes considerats. Finalment, a través de vàries iteracions s'escull un concepte dominant. No obstant, degut a la falta de recursos d'aquest projecte i comptant només amb la dedicació exclusiva del autor, la fase convergent serà principalment lineal; havent-hi únicament recursivitat de forma puntual si es considera necessari.

Aquesta fase es divideix en dues etapes: la primera anomenada *concept screening* i la segona *concept scoring*. Cadascuna d'elles basada en una matriu de decisió utilitzada per poder puntuar, ordenar i seleccionar el millors conceptes. (Veure figura 6.5).

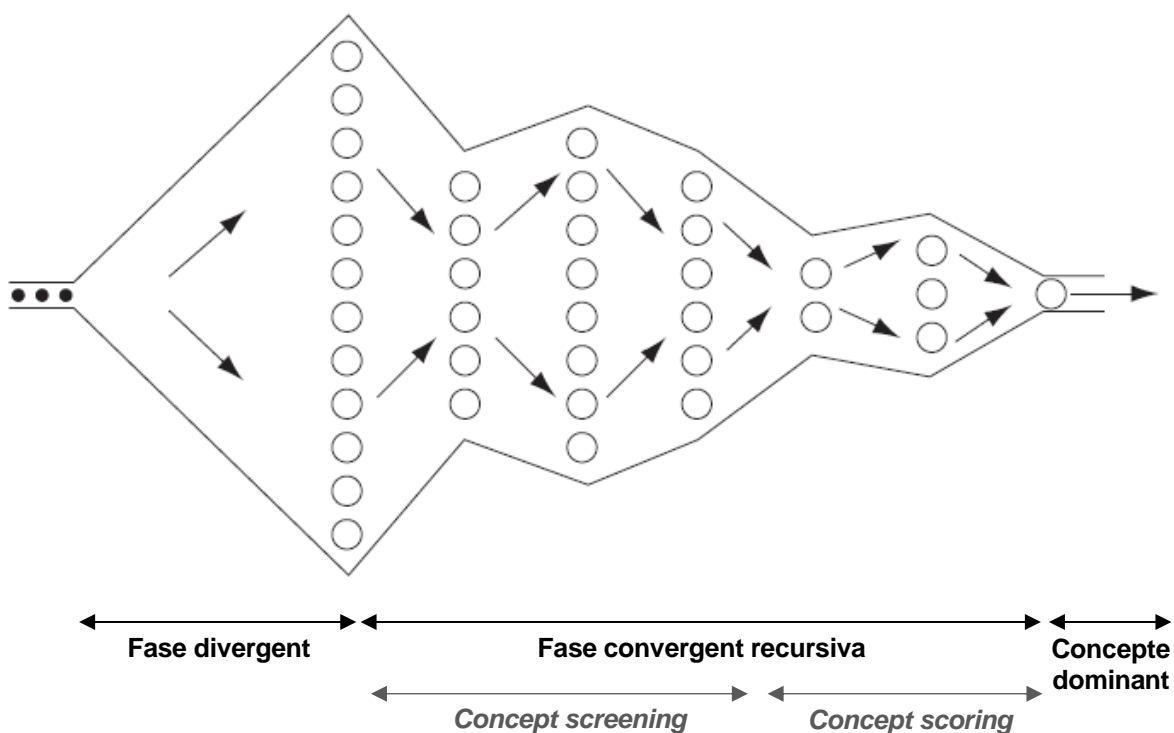


Figura 6.5 - Esquema sobre la generació i selecció de conceptes.

En l'inici d'aquest projecte s'han determinat un seguit d'especificacions que s'intentaran complir en el major grau possible. No obstant, en molts casos l'ésser humà basa la seva percepció d'un producte quan interactua amb ell a través de sentiments o sensacions; els quals són difícilment quantificables, donant massa marge a la subjectivitat. Per aquest motiu es necessari establir uns criteris d'avaluació mitjançant variables quantificables en unitats o categories per ordenar les especificacions en matrius de decisió. (Veure figura 6.6).

Selection Criteria	Concepts						
	A Master Cylinder	B Rubber Brake	C Ratchet	D (Reference) Plunge Stop	E Swash Ring	F Lever Set	G Dial Screw
Ease of handling	0	0	-	0	0	-	-
Ease of use	0	-	-	0	0	+	0
Readability of settings	0	0	+	0	+	0	+
Dose metering accuracy	0	0	0	0	-	0	0
Durability	0	0	0	0	0	+	0
Ease of manufacture	+	-	-	0	0	-	0
Portability	+	+	0	0	+	0	0
Sum +s	2	1	1	0	2	2	1
Sum 0's	5	4	3	7	4	3	5
Sum -s	0	2	3	0	1	2	1
Net Score	2	-1	-2	0	1	0	0
Rank	1	6	7	3	2	3	3
Continue?	Yes	No	No	Combine	Yes	Combine	Revise

Figura 6.6 - Matriu de selecció utilitzada en el disseny d'una xeringa reutilitzable amb control precís de dosificació.

Durant la primera etapa els conceptes s'avaluen de forma relativa a una referència comuna mitjançant una matriu de selecció. En aquesta etapa preliminar les comparacions quantitatives poden ser enganyoses, per això s'utilitza una sistema comparatiu ample. Un cop s'han descartat algunes alternatives, s'inicia la segona etapa on es realitza un anàlisi més detallat i una avaluació quantitativa més precisa dels conceptes restants utilitzant una matriu de puntuació com a guia. (Veure figura 6.7).

Selection Criteria	Weight	Concept							
		A (Reference) Master Cylinder		DF Lever Stop		E Swash Ring		G+ Dial Screw+	
		Rating	Weighted Score	Rating	Weighted Score	Rating	Weighted Score	Rating	Weighted Score
Ease of handling	5%	3	0.15	3	0.15	4	0.2	4	0.2
Ease of use	15%	3	0.45	4	0.6	4	0.6	3	0.45
Readability of settings	10%	2	0.2	3	0.3	5	0.5	5	0.5
Dose metering accuracy	25%	3	0.75	3	0.75	2	0.5	3	0.75
Durability	15%	2	0.3	5	0.75	4	0.6	3	0.45
Ease of manufacture	20%	3	0.6	3	0.6	2	0.4	2	0.4
Portability	10%	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3
Total Score			2.75		3.45		3.10		3.05
Rank			4		1		2		3
Continue?			No		Develop		No		No

Figura 6.7 - Matriu de puntuació utilitzada en el disseny d'una xeringa reutilitzable amb control precís de dosificació.

Ambdues etapes es poden realitzar seguint els següent procediment basat en sis passos:

1. Preparar la matriu de selecció.
2. Qualificar els conceptes.
3. Classificar els conceptes.
4. Combinar i millorar els conceptes.
5. Seleccionar un o més conceptes.
6. Reflexionar sobre els resultats i el procés.

## 7.4. FASE D: Prototipatge

En primer lloc és necessari definir el títol d'aquesta darrera fase, ja que a grosso modo tothom té clar en que consisteix un prototip, però molta gent pot no saber-ho amb exactitud. Un prototip és una versió preliminar d'un dispositiu o vehicle del qual n'acaben sorgint altres. En el cas de *e-One* és el primer prototip MotoStudent de l'equip *e-Ride ETSEIB* ja que es tracta de la primera edició en la que es participa i no es compta amb recursos suficients per construir més d'un prototip per edició.

Aquesta fase aplicada al projecte MotoStudent Electric pot resultar confusa de comprendre ja que només es pot realitzar un prototip per edició. No obstant, l'autor la considera necessària ja que per part de l'equip es fa un gran esforç per plantejar una metodologia i unes bases per a les següents edicions per tal d'assegurar en el major grau possible, no només l'èxit de l'edició actual sinó el de les futures edicions, així com el nom de l'equip i el de l'Escola. Per tant, aquesta fase ha de ser entesa com a fase de construcció d'un prototip que serà optimitzat i millorat any rere any per les futures edicions de l'equip formant part de MotoStudent Electric.

## 8. Disseny del basculant

**\*NOTA:** L'autor del treball no és el responsable del disseny del basculant. No obstant, va intervenir en la presa de decisions sobre la seva concepció, el seu disseny general, el seu anàlisi i va col·laborar en el seu ensamblatge. Per tant, totes les simulacions presents han estat realitzades per en Jaume Llorens (responsable de basculant) i supervisades per l'autor. S'ha considerat necessari incloure'l en el treball ja que els sistemes basculant i suspensió estan estrictament lligats; i durant la fase de disseny s'han vist molt afectats l'un degut a l'altre.

### 8.1. FASE A: Especificacions

Avui en dia el basculant (braç oscil·lant posterior) és un element estructural fonamental de qualsevol motocicleta. La seva funció principal consisteix en unir la roda posterior amb el xassís permetent un gir circular al voltant de l'eix que els uneix. Aquest ha de ser suficientment robust per suportar tots els esforços rebuts en la roda posterior que no siguin absorbits per la suspensió o la goma del pneumàtic.

Pel seu disseny, en primer lloc es planteja una estructura global que compleixi amb les necessitats de rigidesa y posteriorment s'apliquen reforços, arrodoniments o petites triangulacions per augmentar la seva resistència.

#### 8.1.1. Estudi de rigidesa

Per garantir que el basculant transmet correctament els esforços que pateix la motocicleta en marxa és necessari determinar un o més paràmetres per mesurar aquesta transmissió d'esforços. Segons explica Vittore Cossalter en el seu llibre *Motorcycle Dynamics*, aquestes sol·licitacions s'especifiquen mitjançant un estudi de rigidesa. Per fer-ho, es compara la relació de deformació que pateix el basculant en condicions específiques amb una valor de referència coneguts d'un altre basculant que se sap que transmet correctament els esforços.

La rigidesa estructural general és un factor clau en la definició del rendiment respecte a la manipulació i maniobrabilitat de la motocicleta, motiu pel qual és el principal objecte d'estudi en la fase A on es determinen les especificacions. Conceptualment, la rigidesa consisteix en la relació entre quants newtons de força són necessaris per deformar un mil·límetre. Per tant, serà mesurada en Newtons/Mil·límetre en el cas que la condició de contorn sigui una força, i Newtons/Grau en el cas que sigui un moment.

Hi ha tres estudis diferents de rigidesa a realitzar en el sobre la motocicleta. Cadascun d'ells ve determinat per les condicions de contorn aplicades en la simulació corresponent a cada estudi y proporciona informació valuosa sobre el rendiment en la conducció. A continuació es presentaran aquests valors de referència que cal prendre com a especificacions per a les següent fases.

**Rigidesa lateral:** S'aplica una força en la direcció de l'eix de guinyada fixant-lo en totes direccions en la seva unió amb el xassís. En aquest cas s'ha imposat una força de 1000N; es poden prendre altres valors ja que el resultat que interessa és la relació entre la força i el desplaçament en l'anàlisi de deformació. S'ha pres un interval de rigidesa entre 0,55 i 0,75 KN/mm segons els valors de la moto de referència ER16 i la Kalex de Moto2.

$$K_i = \frac{F_i}{\delta_i}$$

**Rigidesa torsional:** S'aplica un moment en la direcció de l'eix de balanceig fixant-lo en totes direccions en la seva unió amb el xassís. En aquest cas s'ha imposat un moment de 200Nm ; es poden prendre altres valors ja que el resultat que interessa és la relació entre el moment aplicat i la rotació en l'anàlisi de deformació. S'ha pres un interval de rigidesa entre 250 i 380 Nm/º segons els valors de la moto de referència ER16 i la Kalex de Moto2.

$$K_i = \frac{M_i}{\theta_i}$$

**Rigidesa longitudinal:** No s'avalua en el basculant ja que al poder rotar respecte l'eix de capcineig, compriment i descomprimint la suspensió, perd el seu efecte.

No s'han pogut tenir en compte altres valors de referència ja que en aquests anàlisis es crucial conèixer les condicions en les que s'ha simulat la peça (amb o sense eix, amb o sense fixacions, etc.) ja que aquests factors fan variar molt els valors de rigidesa.

Cal tenir en compte que la forma més senzilla de guanyar rigidesa consisteix en augmentar la massa. Fet que repercuteix de forma molt negativa en un vehicle de competició, ja que el principal objectiu dels processos d'optimització del disseny final dels components consisteix en reduir tanta massa com sigui possible per alleugerir pes i augmentar l'acceleració del vehicle. Per tant, el repte que suposa l'estudi de rigidesa és trobar un compromís entre valors de rigidesa i pes del basculant.

### 8.1.2. Estudi d'esforços

A més de complir amb els valors de rigidesa de referència també és necessari que el basculant suporti tots els esforços que es puguin produir en el circuit. En les simulacions s'imposaran com a condicions de contorn les forces en les situacions més crítiques. Per aquest motiu, s'ha realitzat un estudi en l'apartat 5 de les situacions candidates a produir-se com a situacions crítiques. Per tant, l'objectiu final és obtenir una relació de compromís entre tensió mínima acceptable, uns valors de rigidesa que s'ajustin als valors de referència i un pes òptim per tal



de que el vehicle sigui competitiu.

No obstant, s'ha determinat que les situacions més crítiques són el pas per corba, l'impacte lateral i el *wheelie* en un sot. Aquesta última es produeix quan la motocicleta travessa un sot que provoca una compressió màxima de la suspensió. Per poder calcular aquesta força ha sigut necessari realitzar un dimensionament aproximat de la suspensió; per al qual ha estat necessari determinar la mida del triangle característic de la geometria. Per tant, tal i com s'ha comentat en l'apartat 6 sobre la metodologia, en alguns casos és complicat determinar les especificacions de certs sistemes des d'un primer instant ja que aquests depenen d'altres de forma recíproca; aquests n'és un d'ells. (*Veure taula 8.1*).

Cas d'estudi	Càrrega	Direcció	Aplicació	Fixació
<b>Wheelie amb sot</b>	2500 N	Eix de guinyada	Eix roda posterior	Eix del basculant
<b>Pas per corba</b>	325 Nm	Eix de balanceig	Eix roda posterior	Eix del basculant
<b>Impacte lateral</b>	2500 N	Eix capcineig	Eix roda posterior	Eix del basculant

*Taula 8.1 - Quadre de càrregues del basculant*

## 8.2. FASE B: Alternatives de disseny

### 8.2.1. Basculants de competició actuals

#### Disseny estructural

El basculant és l'element principal del conjunt suspensió posterior. La seva funció és unir l'eix de la roda amb el xassís de forma que pugui pivotar verticalment. La suspensió es fixa al basculant mitjançant un sistema de bieletes o connectant l'amortidor de forma directe. A grans trets, es poden agrupar en els següents dos grups:

**Basculant monobraç:** Permet una bona accessibilitat a la roda posterior, aconseguint accelerar les operacions de manteniment de la motocicleta. Aquest disseny s'ha descartat inicialment degut a que les llantes proporcionades per la organització de la competició no estan preparades per aquesta estructura. Per això, la seva adaptació complica innecessàriament el prototip, és menys eficient i més costós. (*Veure la figura 8.1*).

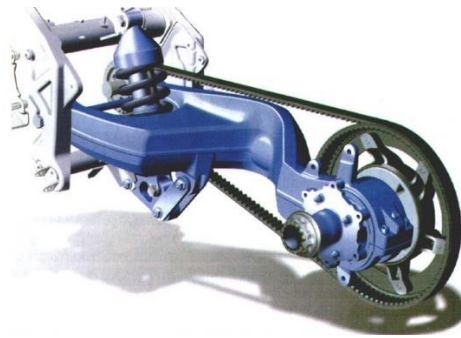


Figura 8.1 – Basculant monobraç amb sistema de suspensió per bieletes

**Basculant de doble braç:** En aquest cas, la roda s'uneix al xassís mitjançant un element pràcticament simètric en forma de U en el qual també s'ancora part de la suspensió posterior. Aquesta configuració simplifica el disseny gràcies a la seva simetria aportant un millor comportament a torsió, el qual podem ajustar afegint triangulacions en l'estructura o imposant una secció variable. (*Veure la figura 8.2*).

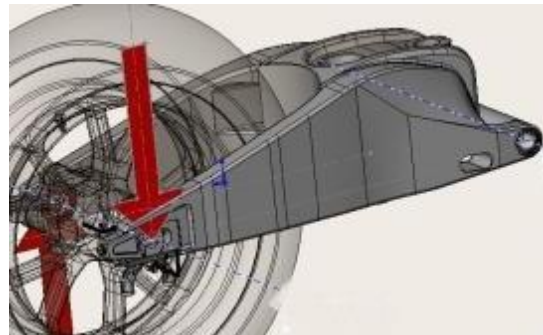


Figura 8.2 – Basculant de doble braç

## Materials

Després de realitzar un petit estudi de mercat i observar l'estat de la tècnica, s'han valorat tres materials altament utilitzats per al disseny estructural: acer, alumini i fibra de carboni. Altres materials menys utilitzats han sigut descartats degut al seu elevat cost d'obtenció o manipulació.

- **Fibra de carboni:** Material compost es produeix amb fibres sintètiques de carboni i un polímer termoestable que acostuma a ser resina de epoxi. El resultat és una peça altament resistent a esforços mecànics, de baixa densitat i que no es veu afectada per agents externs. No obstant, la naturalesa del procés i la necessitat de utilitatges i motllos suposa una cadena amb un elevat cost de producció.
- **Acer:** Aquesta aliatge de ferro i carboni (0,03-2,14% en massa) presenta unes bones propietats mecàniques que es veuen compromeses únicament per la seva elevada densitat o sensibilitat a agents externs, donant lloc a la corrosió. La facilitat d'obtenció i el seu baix cost, facilitat de soldadura, extens coneixement de les seves propietats pel seu

ampli ús en la indústria, i resistència a la fatiga; el converteixen en un material que encaixa amb l'objectiu. No obstant, la seva alta densitat i elevat cost de mecanització requereixen un disseny més optimitzat.

- **Alumini:** Metall lleuger amb unes propietats excel·lents: baixa densitat, mal·leabilitat i resistència a la corrosió. Aquestes característiques el converteixen en un candidat excel·lent, amb la avantatge de ser un material altament reciclable. No obstant, la dificultat que comporta la seva soldadura, un elevat cost d'obtenció del material i el seu notable desgast per fatiga, el converteixen en un material on el dimensionament és un factor clau.

### 8.2.2. Generació de conceptes

Analitzant les alternatives que sorgeixen de combinar diferents opcions anteriors sorgeixen els següents conceptes.

#### Concepte A: Monobraç de carboni



Aquesta alternativa ofereix un pes molt reduït i bones condicions de rigidesa a canvi d'un disseny complicat, una difícil fabricació degut al tractament de fibres i un preu molt elevat. (Veure figura 8.3).

Figura 8.3 - Basculant monobraç de fibra de carboni.

#### Concepte B: Doble braç tubular d'acer

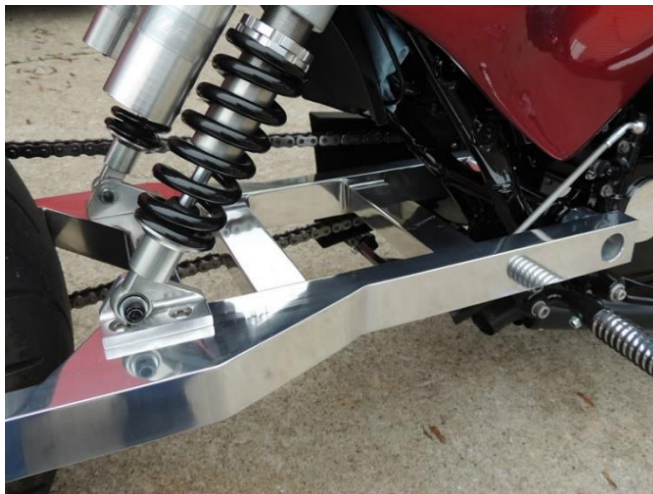
Aquest disseny ofereix una gran adaptabilitat una vegada construït ja que permet que s'hi pugui rosar damunt o soldar-hi qualsevol fixació sense requerir un tractament tèrmic. La seva construcció es relativament senzilla i assequible ja que es fabrica a partir de tubs d'acer de series comercials soldats; el principal factor que l'encareix és el disseny i fabricació d'un utillatge on col·locar aquests tubs per poder soldar-lo mantenint amb exactitud les relacions de posició entre els diferents tubs. A nivell de rigidesa permet ajustar els seus valors on pertoqui mitjançant triangulacions o prenent tubs amb més o menys massa. (Veure figura 8.4).



Figura 8.4 – Basculant de doble braç tubular d'acer

### Concepte C: Doble braç d'alumini

Disseny que ofereix una gran versatilitat en la seva construcció ja que permet realitzar-se a partir d'un fresat en un bloc d'alumini (obtenint toleràncies molt precises), a partir de perfils rectangulars d'alumini comercials soldats (amb un posterior tractament tèrmic), entre d'altres. Degut a la seva baixa densitat (una terç la de l'acer) permet reduir el pes en comparació amb el concepte B tot i que cal molt més volum d'alumini que d'acer per arribar als mateixos nivells de rigidesa. A nivell de soldabilitat i adaptabilitat posterior a la construcció presenta grans desavantatges ja que requereix d'un tractament tèrmic després d'aplicar-s'hi qualsevol soldadura i no treballa bé amb elements roscats directament damunt seu. Pel que fa al seu preu està estrictament lligat al mètode de fabricació; per exemple, un fresat sobre un bloc resulta molt més car que soldar perfils comercials. No obstant, cal tenir en compte que es un material amb més necessitats de tractament que l'acer i cal anar amb compte quan es treballa amb ell. En la experiència que ha tingut l'equip, fins i tot es podria dir que pot resultar complicat trobar fabricants fiables disposats a fer un basculant a mida per un preu raonable. (Veure figura 8.5).



*Figura 8.5 – Basculant doble braç*

## 8.3. FASE C: Selecció del disseny definitiu

### 8.3.1. Selecció del sistema solució

Per tal de comparar els tres conceptes resultants de la fase de generació de conceptes s'ha realitzat una matriu de decisió escollint els criteris de selecció que s'han considerat importants segons la situació i els recursos de l'equip. (Veure figura 8.6).

Criteri de selecció	Pes ponderat	Conceptes		
		A Monobraç de carboni	B Doble braç tubular d'acer	C Doble braç d'alumini
Facilitat de construcció	3	-	+	0
Pes	5	+	-	+
Soldabilitat	7	-	+	-
Adaptabilitat posterior	5	+	+	-
Rigidesa	10	+	+	+
Facilitat de disseny	3	-	0	+
Preu	10	-	+	0
Suma +'s		20	35	18
Suma 0's		0	3	13
Suma -'s		23	5	12
Rànquing		3	1	2
<b>Selecció:</b>		<b>No</b>	<b>Si</b>	<b>No</b>

Figura 8.6 – Matriu de decisió sobre el disseny del basculant

Tots tres conceptes són igual de vàlids ja que són els que s'utilitzen actualment en el món de competició. No obstant, el concepte A s'ha descartat ràpidament degut a la falta de recursos econòmics i la complexitat del tractaments de la fibra de carboni. Sobretot tractant-se d'una peça clau a nivell estructural que suportarà gran part dels esforços de la motocicleta i de la qual depenen en gran part les sensacions que rebrà el pilot. Podria ser una opció a tenir en compte de cara a futures edicions.

Per tant, la principal font de dubtes és escollir entre acer o alumini. Tot i que la ER16 (motocicleta de referència) muntava un basculant d'alumini, els propis membres d'aquella edició ja van advertir de tots els maldecaps que això els hi va suposar: problemes amb els tractaments tèrmics, impossibilitat de soldar res a posteriori, desviacions importants en les distàncies durant la seva fabricació, etc. Per tant, tractant-se *e-Ride ETSEIB* d'un equip nou sense experiència en el món del motociclisme de competició s'ha decidit optar per un basculant doble braç tubular d'acer. Aquesta solució aporta una major adaptabilitat i una major capacitat de resolució en front a futurs problemes que poden arribar a ser crítics; a més de totes les avantatges comentades en la fase de generació de conceptes.

### 8.3.2. Càlculs de rigidesa

Com s'ha explicat en l'apartat d'especificacions, l'objectiu és aconseguir una estructura amb uns valors de rigidesa compresos dins el rang de valors marcat per a les motocicletes de referència. Per tal de saber en quin punt es troba en cada moment el disseny actual, s'han representat els valors de rigidesa de referència, i a mesura que s'avança en el disseny s'afegeixen els nous valors per veure l'estat actual i la seva evolució (*veure figura 8.7*). Cada punt representa una versió del basculant; cada vegada que s'ha introduït un canvi important s'ha canviat el número de la versió. D'aquesta forma, s'aconsegueix comprovar si els canvis introduïts en l'estructura repercuten positivament en l'aspecte desitjat, i assegurar que no ho fan de forma negativa l'altre. De forma global, permet veure l'evolució dels valors de rigidesa des de les primeres versions (B\_v7.0 i B\_v7.2) a les últimes (B\_v12.7 i B\_v12.8).

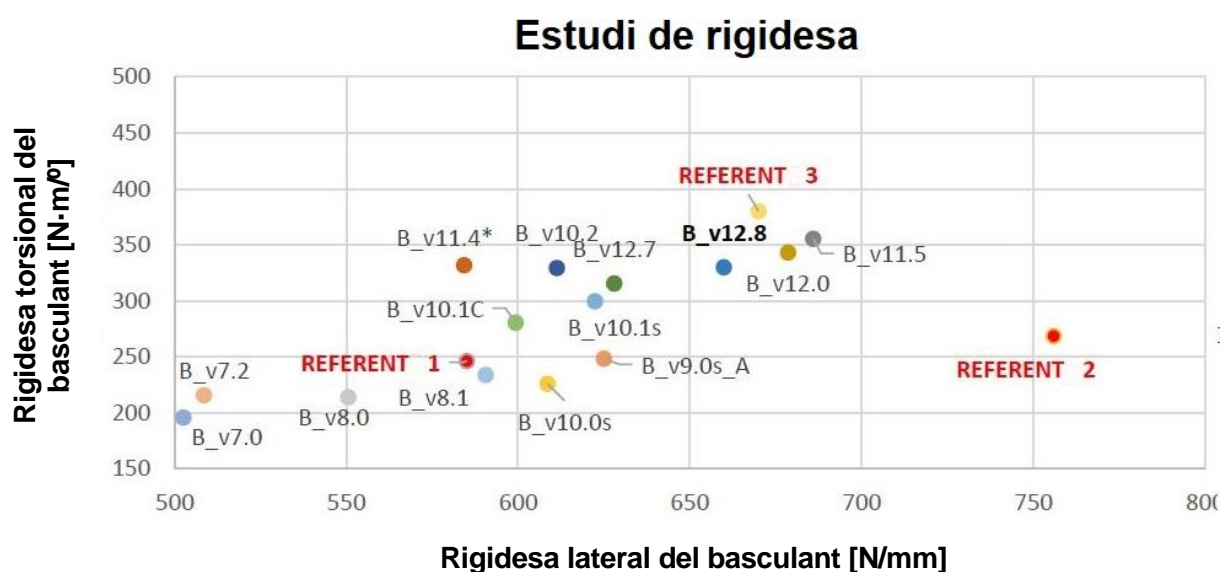
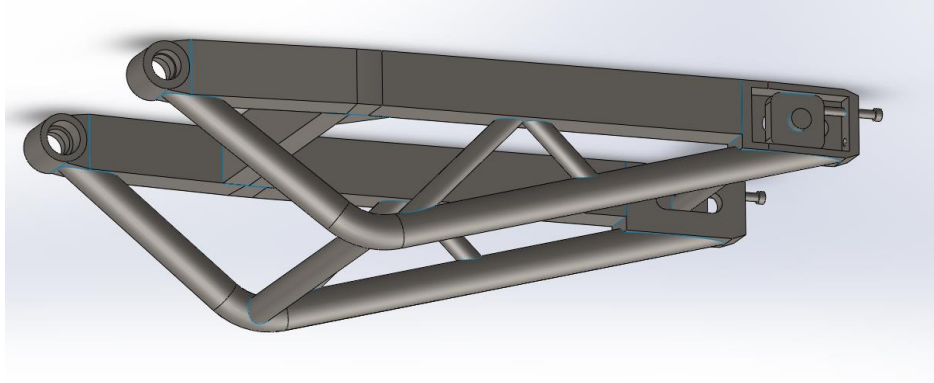


Figura 8.7 – Gràfic de l'estudi de rigidesa

En primer lloc, cal buscar quins rodaments necessita l'eix d'unió entre el basculant i el xassís. Aquests imposaran un diàmetre segons l'eix que es necessiti, i també una amplada mínima. En aquest cas, s'ha optat per uns rodaments de SKF HK 1616.2RS amb doble retenció per tal de mantenir el rodament protegit de brutícia exterior. Aquest fet obliga que el forat de l'eix tingui un diàmetre de 22 mm i una amplada mínima de 16 mm tal i com s'especifica en el catàleg. Això obliga que el forat es mecanitzi amb una tolerància 22H7n6 per tal de que el rodament es pugui encastar correctament.

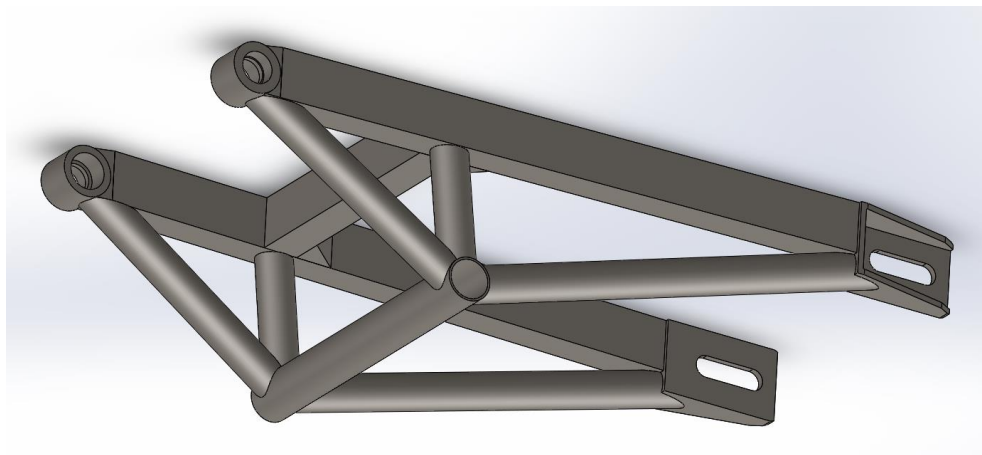
Tal i com s'observa en el gràfic, el primer disseny que s'aproxima als valors desitjats és el v7.0. (*veure figura 8.8*).





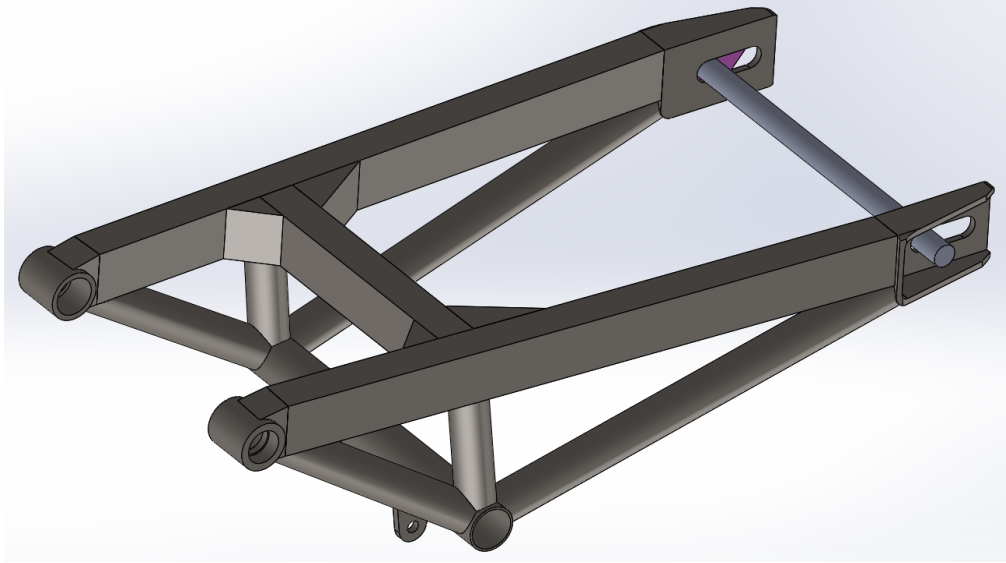
*Figura 8.8 - Disseny v7.0 del basculant.*

Aquest s'aproxima als valors desitjats de rigidesa torsional però esta lluny de complir amb els de rigidesa lateral. A més, un altre aspecte important a tenir en compte és la fabricació. Aquest disseny basat en tubs corbats resulta més complicat i encareix el seu procés de fabricació. Per això s'ha optat per canviar el disseny a tubs soldats, aprofitant la bona soldabilitat de l'acer.



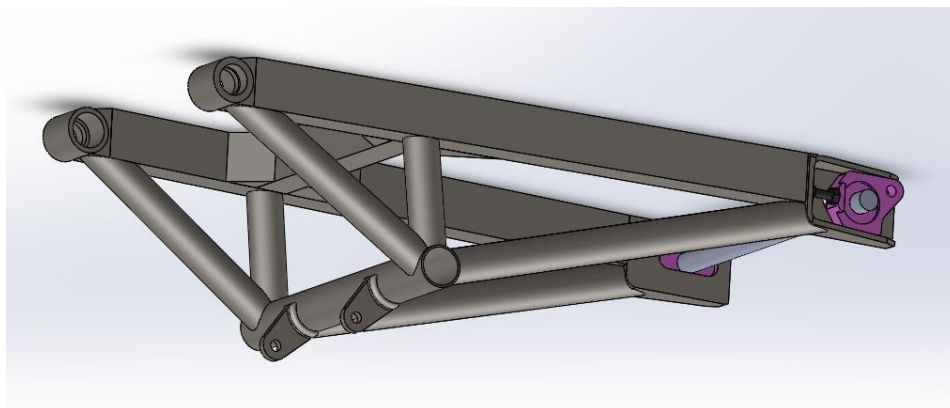
*Figura 8.9 - Disseny 10.2 del basculant.*

D'aquesta forma s'ha arribat al disseny v10.2, el qual té uns excel·lents valors de rigidesa torsional (segons les nostres referències) però encara no assoleix els de rigidesa lateral desitjats. A més, s'ha replantejat el disseny per facilitar la seva fabricació canviant-lo a tubs soldats i simplificant les triangulacions a una única. (Veure figura 8.9).



*Figura 8.10 - Disseny v11.5 del basculant.*

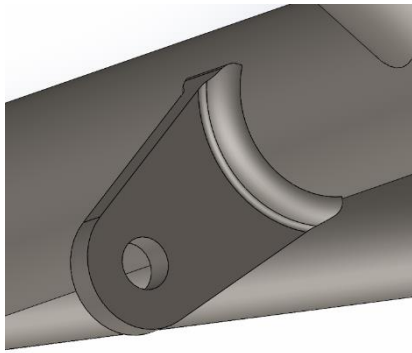
Per obtenir aquest increment desitjat en la rigidesa lateral, s'han afegit dues petites triangulacions en la part davantera del pont que uneix els dos braços i s'ha augmentat la mida de les dues posteriors. Aquestes serveixen de reforç per absorbir millor les forces laterals rebudes. (Veure figura 8.10).



*Figura 8.11 - Disseny v12.8 del basculant.*

Finalment s'han afegit els últims detalls com el tensor de cadena i el cordó de soldadura en la fixació amb la suspensió. Afegint el tensor de cadena s'ha acabat de determinar la distància a la que es vol centrar l'eix de la roda. Simulant el cordó de soldadura aconseguim evitar punts angulosos en la simulació i tenir una millor percepció del repartiment de tensions a la zona crítica. Si s'observa en detall, es pot veure com aquest cordó no cobreix els extrems de la fixació. Això és degut a que d'aquesta forma s'aconsegueix que les tensions no es propaguin en aquesta zona, la qual resultava ser crítica. (Veure figura 8.11).





Tots aquests elements es comentaran amb més profunditat a través de les seves tensions corresponents en el següent apartat. No obstant, l'autor ha considerat necessària la seva menció per justificar la diferència entre els dissenys v11.5 i v12.8. (Veure figura 8.12).

Figura 8.12 - Ampliació del cordó de soldadura de la fixació amb la suspensió.

En relació al mallat del basculant s'han utilitzat models *beam* per a les barres, ja que optimitzen el mallat utilitzant elements 2D. Això permet mallar correctament tubs d'espessor molt petit, que en cas de realitzar-se amb un mallat 3D obligaria a utilitzar elements molt petits que sobredimensionarien en excés la mida del mallat. Totes les zones mecanitzades s'han simulat amb una malla 3D *Multizone* amb un mida d'element de 0,5 mm. Aquesta produeix elements amb forma hexagonal o prismàtica, optimitzant el nombre de nodes per malla. En les zones simètriques, com les fixacions, s'ha realitzat un mallat tipus *Sweep*.

Les condicions de contorn aplicades en l'anàlisi són les següents (veure figura 8.2).

CONDICIONS DE CONTORN DE L'ESTUDI			
ESTUDI	TIPUS DE CÀRREGA	MÒDUL	DIRECCIÓ
Rigidesa Lateral	Força Lateral	1000 N	Eix de guinyada
Rigidesa Torsional	Moment Longitudinal	200 Nm	Eix de capcineig

Taula 8.2 - Condicions de contorn de l'estudi de rigidesa.

Aquestes càrregues s'han aplicat al centre de la roda. És imprescindible que l'anàlisi es realitzi en les mateixes condicions que les simulacions de referència. Aquest fet és crucial ja que tot i poder semblar insignificant fa variar molt els seus resultats. Per aquest motiu, s'ha simulat sense l'eix físic, tal i com s'ha fet en els valors de referència.

S'ha considerat que el basculant està unit al xassís mitjançant un element totalment rígid que bloqueja el seu moviment. Per poder realitzar correctament l'anàlisi, és necessari bloquejar també la seva rotació en el punt d'unió, obtenint una peça sense cap grau de llibertat.

Els valors de rigidesa obtinguts mitjançant el programa de simulació per elements finits ANSYS Workbench® aplicant les condicions de contorn descrites en l'apartat 8.1 són els següents (veure figura 8.13 i 8.14 i la taula 8.3).

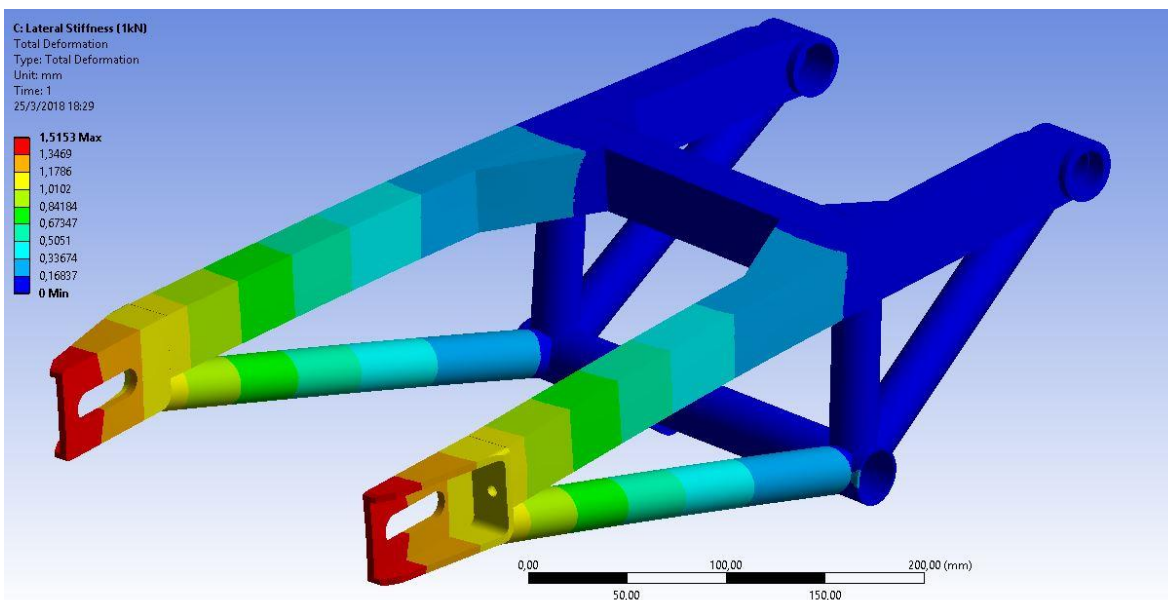


Figura 8.13 - Estudi de rigidesa lateral.

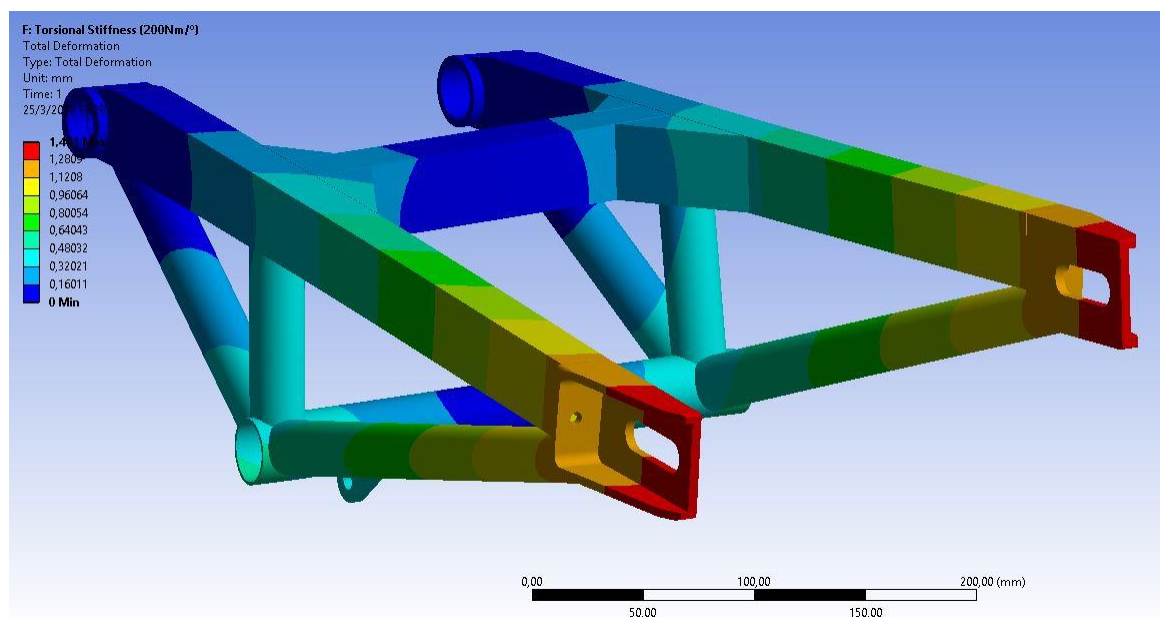


Figura 8.14 - Estudi de rigidesa torsional.

RESULTATS DE L'ESTUDI DE RIGIDESA			
ESTUDI	CÀRREGA	DESPLAÇAMENT	RIGIDESA
Rigidesa Lateral	Força de 1000 N	1,5153mm	<b>659,9353 N/mm</b>
Rigidesa Torsional	Moment de 200 Nm	1,4291mm	<b>329,7575 Nm/º</b>

Taula 8.3 - Resultats de l'estudi de rigidesa.

Mitjançant el gràfic de deformació elàstica que s'observa en la *figura 8.15* a continuació, es pot veure la zona més problemàtica marcada en color vermell. Aquesta zona es troba a les bigues laterals, just darrera dels triangles "rigiditzadors". Això permet augmentar el valor de rigidesa per acabar-lo d'ajustar al gust del pilot si fos necessari. L'ajust implicaria muntar el reforç lateral i/o un segon triangle interior que atacaria la secció crítica. Una vegada el prototip estigui fabricat, es valorarà el canvi de rigidesa en funció dels seus resultats sobre pista. (Veure *figura 8.15*).

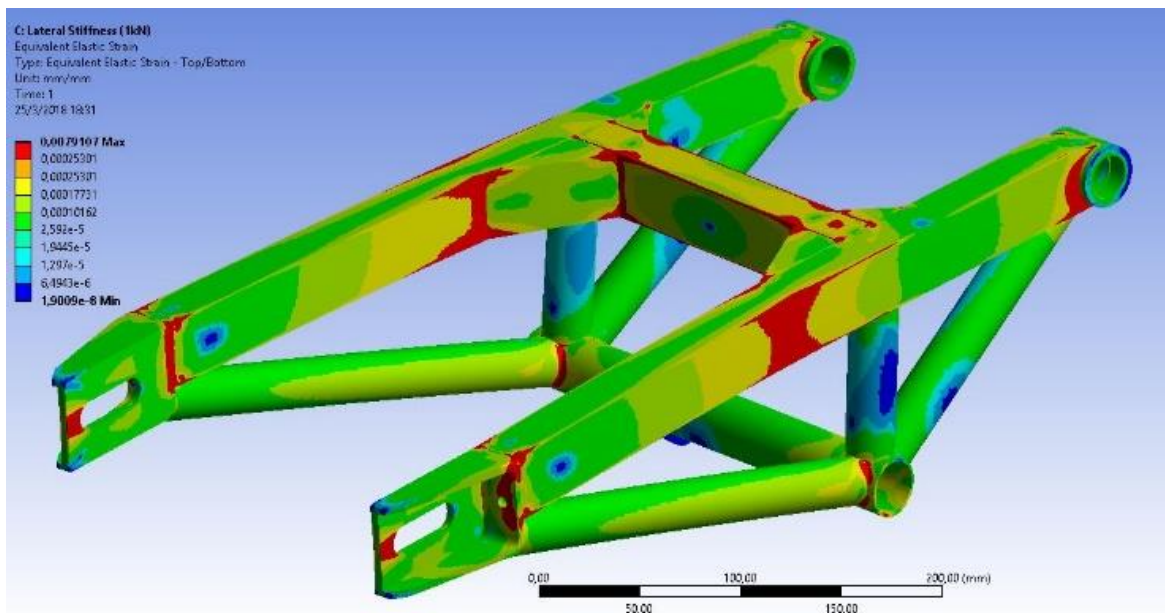


Figura 8.15 - Mapa detall de les deformacions elàstiques internes.

Encara que pugui semblar que el disseny del basculant està poc optimitzat. Cal tenir en compte que s'ha optat per soldar perfils comercials<sup>1</sup> que abaratien molt el cost dels materials. D'aquesta forma s'ha fet un balanç entre cost de fabricació i pes del basculant, resultant aquest disseny com el més òptim.

<sup>1</sup> Enumeració dels perfils comercials detallada en la llista del plànol de muntatge del basculant a l'annex

### 8.3.3. Càlculs estructurals per elements finits

Per a la validació del disseny mitjançant l'estudi de tensions del basculant, s'han simulat les situacions candidates a ser crítiques d'entre totes les calculades en l'apartat 5 i els valors de compressió màxims de la suspensió.

#### Estudi d'un Wheelie en un sot

S'ha estudiat un Wheelie que càrrega amb tot el pes del conjunt del tren posterior mentre s'accelera, el qual imposa una força normal equivalent al pes de la moto amb el pilot. Ja que la suspensió també es troba en procés de disseny, no es pot saber la força exacte que transmetrà a la fixació, per aquest motiu s'ha imposat un valor aproximat de 2500 N. A posteriori s'ha calculat que aquesta força és de 1912,95 N, per tant aquesta simulació té un petit coeficient de seguretat intrínsec. L'altre condició que s'ha aplicat és suposar que el sot ha comprimit la suspensió fins a pràcticament acabar el seu recorregut, imposant un comportament rígid de la suspensió.

En els resultats d'aquesta simulació s'observa com la màxima compressió de la suspensió genera unes tensions màximes de 658,7 MPa en les fixacions amb la suspensió. Aquestes s'han de negligir ja que és degut a limitacions de la malla utilitzada. Aquesta limitació és deguda al canvi de sòlids del mallat. Com s'ha comentat, els tubs s'han mallat mitjançant elements *Beam* 2D i les fixacions amb elements 3D. La limitació es troba en la discontinuïtat de la zona d'unió entre les dos malles. Després d'intentar simular tot el basculant amb elements 3D (10.000.000 d'elements), el programa excedia el temps permès d'iteracions i no permetia simular-ho. Per solucionar-ho, s'ha estudiat la zona amb un mallat focalitzat en les fixacions (tallant part del basculant), en l'apartat de dimensionament de les fixacions. D'aquesta forma s'ha aconseguit obtenir un mallat 3D de 1.000.000 d'elements de les fixacions del basculant; el qual no excedeix el temps d'iteració i no presenta discontinuïtats en el mallat. Deixant de banda aquest punt, la resta de zones del basculant no indiquen cap problema del nivell de tensions en la simulació, obtenint uns valors màxims de 240,32 MPa en la zona més crítica. (Veure figura 8.16).

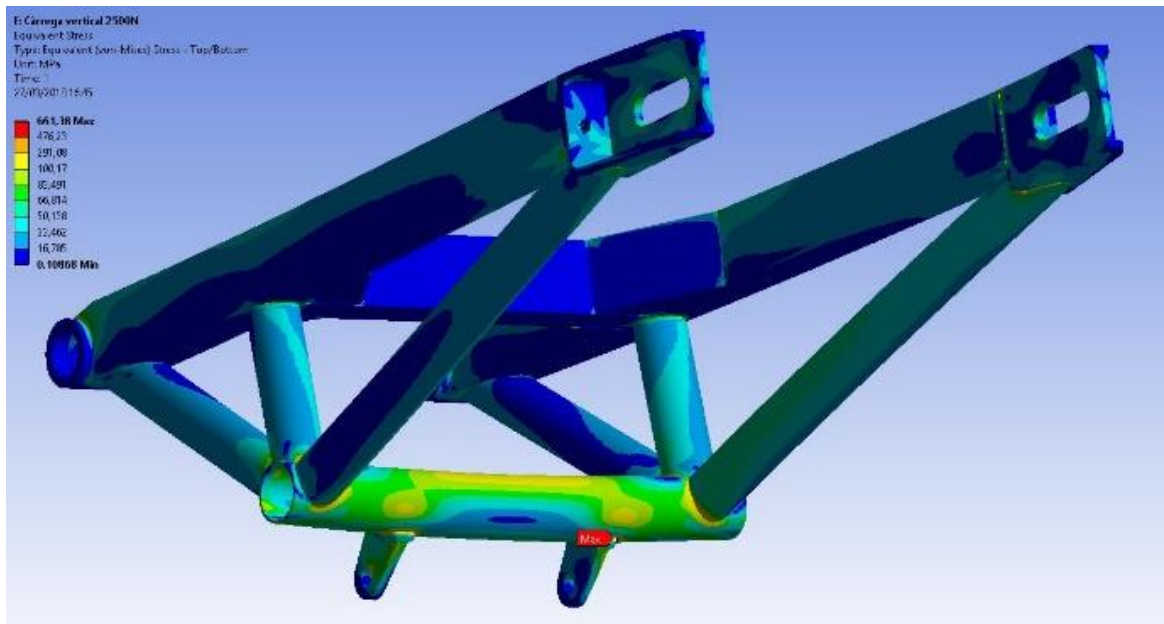


Figura 8.16 - Estudi de tensions del basculant en el cas de Wheelie en un sot.

### Pas per corba

En aquest cas, tal i com s'ha exposat en l'apartat 5, la força lateral que rep el pneumàtic per part de la pista imposa un moment en l'eix de la roda i la direcció longitudinal al basculant. Aquest moment té un valor de:

$$M_{corba} = 1079,36 \cdot 0,30065 = 324,5096 \text{ Nm}$$

Després de fixar el basculant per la seva unió amb el xassís i imposar el contacte de la suspensió, s'observa un punt crític de 538,51 MPa en el qual es centren les tensions. Aquest punt correspon a una limitació de la malla utilitzada, com s'ha comentat en l'apartat anterior. No obstant, segueix sent un punt on s'acumula molta tensió. Per aquest motiu, s'ha decidit realitzar una soldadura continua al lateral de la fixació. D'aquesta forma s'aconsegueix que es reparteixin bé les tensions pel lateral i no s'acumulin al costat de l'extrem que només té 5 mm d'amplada. (Veure figura 8.17 i 8.18).



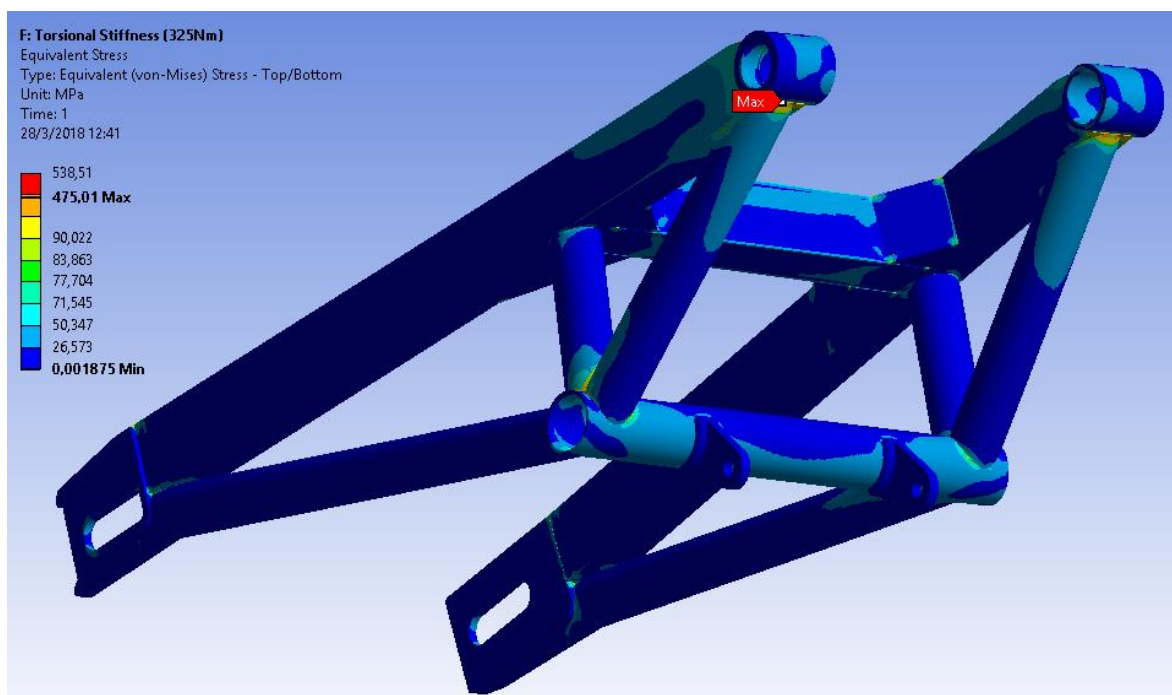


Figura 8.17 - Estudi de tensions del basculant en el cas de pas per corba.

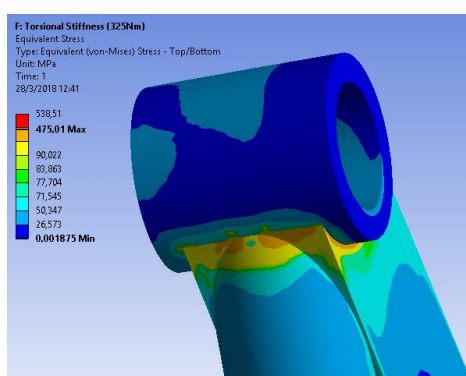


Figura 8.18 - Ampliació de les tensions del basculant en el cas de pas per corba.

## Impacte lateral

Finalment, com a part de la validació del prototip s'ha analitzat la resposta davant d'un impacte lateral en cas de caiguda. Aquest impacte s'ha valorat en una càrrega de 2500 N aplicada en l'eix de la roda. L'anàlisi resultant mostra una tensió màxima de 358,9 MPa en el mecanitzat del bloc tensor de la cadena.

### Taula resum dels tres casos estudiats

La suma dels resultats exposats valida el model obtenint un coeficient de seguretat al voltant de 2,5 per a tots els assajos de tensions del basculant. (Veure taula 8.4).

Cas d'estudi	Càrrega	Direcció	Aplicació	Tensió màxima	Zona crítica
Wheelie amb sot	2500 N	Eix de guinyada	Eix de la roda posterior	240,3 MPa	Barra horitzontal inferior
Pas per corba	325 Nm	Eix de balanceig	Eix de la roda posterior	330 MPa	Mecanitzat d'unió amb el xassís
Impacte lateral	2500 N	Eix de capcineig	Eix de la roda posterior	358,9 MPa	Mecanitzat de l'eix de la roda

Taula 8.4 - Taula resum dels tres casos estudiats en l'anàlisi tensional del basculant.

Entre tota la varietat de productes en estoc de l'empresa responsable de la fabricació del basculant, s'ha optat per tubs d'acer 25CrMo4 el qual té un límit elàstic al voltant de 700 MPa. D'aquesta forma obtenim el següent coeficient de seguretat:

$$\gamma_{seguretat} = \frac{\sigma_{límit\ elàstic}}{\sigma_{tensió\ màxima}} = \frac{700}{358,9} = 1,95$$



## 9. Disseny del sistema de suspensió

### 9.1. FASE A: Especificacions

El sistema suspensió és un element clau en el comportament dinàmic de tota motocicleta. Una de les principals dificultats d'aquest aspecte és que resulta d'una correcta combinació de tots els sistemes de la motocicleta (tren de potència, bastidor i aerodinàmica) i del propi (sistema de frenada, suspensions, etc.). Per aquest motiu, les especificacions del sistema suspensió fan referència a molts components de la motocicleta ja sigui perquè afecten en la distribució de masses (com el motor, l'acumulador de bateries, o qualsevol element amb un pes significatiu), perquè afecten a les sensacions que rep el pilot (xassís, basculant, suspensions, pneumàtics, etc.) o perquè directament provoquen un comportament poc estable del vehicle (bastidor o carenat mal dissenyat).

A grans trets, una motocicleta amb suspensió pot considerar-se des d'un punt de vista dinàmic com un cos rígid connectat a les rodes amb sistemes elàstics (suspensió davantera i posterior). Partint d'aquesta premissa, la suspensió ha de garantir els següents tres propòsits bàsics:

- Assegurar que les rodes segueixin el perfil de la carretera sense transmetre vibracions excessives.
- Assegurar la adherència de les rodes en el pla de la carretera per aconseguir una conducció òptima (forces de frenada, forces laterals, etc.).
- Assegurar el bon funcionament del vehicle en diferents condicions de conducció (acceleració, frenada, gir, etc.).

#### 9.1.1. Freqüència de la suspensió

Per garantir el confort del pilot es necessita un sistema que no transfereixi moviments verticals excessius. Aquest grau de transferència està completament lligat a les sensacions del pilot, ja que alguns poden preferir una suspensió més dura amb una major transmissió de forces a la massa suspesa, i d'altres el contrari.

No obstant, hi ha valors de freqüència d'oscil·lació els quals ja estan tipificats com a no vàlids ja que les persones en general som més tolerants a certes freqüències de pertorbació que a altres. Per exemple, tolerem millor freqüències verticals com sots a la carretera, que no pas freqüències horitzontals com el capcineig de la moto. (Veure taula 9.1)

Freqüència [Hz]	Descripció
0,5 a 1	Tendeix a provocar marejos al pilot.
1 a 2	Freqüència més còmode per a la conducció.
2 a 5	Percepció de la conducció dura.
5 a 20	Provoca efectes substancialment incòmodes, nocius per valors alts.

Taula 9.1 - Percepció humana dels moviments verticals segons la seva freqüència.

Per tant, cal buscar un disseny de suspensió que filtri les pertorbacions fora del rang de freqüències entre 1 i 2 Hz.

### 9.1.2. Càlcul del centre de masses

El centre de masses representa el punt que es prendria reduint el volum del sòlid rígida en la seva mínima expressió segons la seva distribució de masses. Per aquest motiu és cabdal determinar la ubicació d'aquest punt pels càlculs del apartat 5, els quals serviran per determinar certes especificacions del basculant i la suspensió. En l'apartat 3 de l'annex es troba una taula on estan llistats tots els elements amb una massa significativa i la seva ubicació en l'espai. A partir d'aquesta taula s'ha realitzat el següent càlcul que ens proporciona el centre de masses:

	Massa [kg]	X CoG [mm]	Z CoG [mm]	Y CoG [mm]	m·x [kg·mm]	m·z [kg·mm]	m·y [kg·mm]
<b>RESULTATS</b>	119,92				85590,7566	57311,1165	568,5000
<b>POSICIÓ CdM</b>		<b>713,70</b>	<b>477,89</b>	<b>4,74</b>			
<b>Pilot</b>	75	525	950	0	39375	71250	0
<b>RESULTATS</b>	194,9239				124965,7566	128561,1165	568,5000
<b>POSICIÓ CdM</b>		<b>641,10</b>	<b>659,54</b>	<b>2,91</b>			

### 9.1.3. Distàncies del basculant

Com s'ha comentat anteriorment, el disseny de la suspensió va estrictament lligat al del basculant. Per aquest motiu, és imprescindible la definició del triangle marcat pels tres punts de fixació del basculant: l'eix d'unió amb el xassís, l'eix d'unió amb la roda i l'eix d'unió amb la suspensió. Ja que el disseny dels dos sistemes s'ha dut a terme en paral·lel, s'han vist afectats de forma recíproca. No obstant, degut a restriccions d'espai i de rigidesa, la suspensió s'ha adaptat el màxim possible per aconseguir un disseny del basculant el més òptim possible. Per això aquesta relació de distàncies és una important especificació a tenir en compte pel disseny de la suspensió.

Com s'ha vist en l'apartat 8.3.3 la relació de distàncies entre aquests tres punts resulta ser la següent. (Veure figura 9.1)

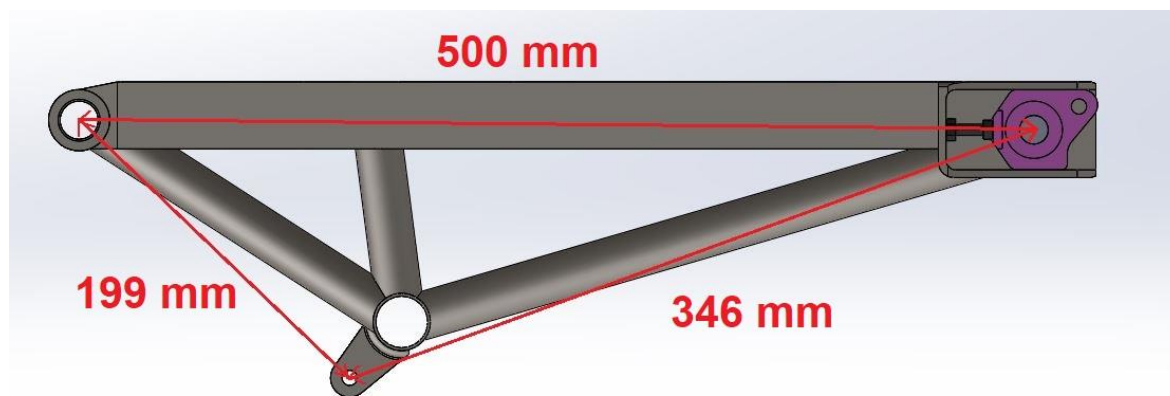


Figura 9.1 - Distàncies característiques del basculant.

### 9.1.4. Estudi de la progressivitat de la roda

El principal factor que determina quina suspensió necessita una motocicleta és l'ús que se li pensa fer. En aquest cas, al tractar-se d'una moto de competició, es necessita que hi hagi molt poca variació dels pneumàtics al contacte amb l'asfalt de la carretera amb un mínim de confort per assegurar una bona conducció. Per tant, cal observar els diferents tipus de corbes de rigidesa existents per saber quina interessa al prototip *e-One*. (Veure figura 9.2).

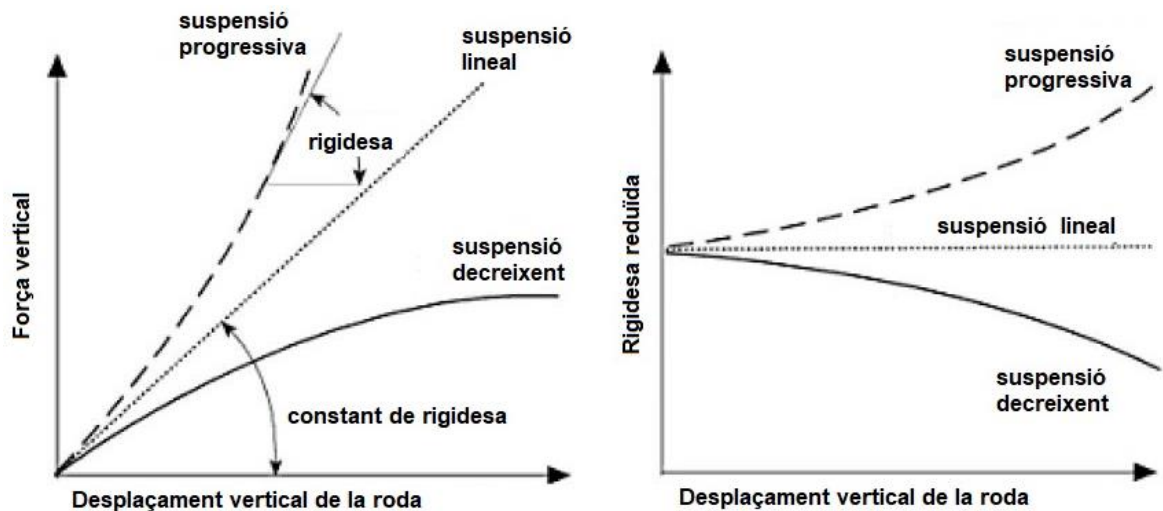


Figura 9.2 - Força elàstica i rigidesa de la suspensió respecte el desplaçament vertical de la roda.

Aquestes corbes de rigidesa representen la força vertical a la roda contra el seu desplaçament; tenint una relació lineal, creixent o decreixent. Segons cada cas, la suspensió és lineal, progressiva o regressiva.

Per tal de reduir les vibracions en un estat de conducció estacionari (desplaçament vertical molt baix) sense sacrificar el confort del pilot, interessa una relació entre força vertical i desplaçament de la roda lineal. En canvi, per garantir l'adherència dels pneumàtics amb l'asfalt és necessari una relació creixent per tal de que forces grans no suposin un desplaçament excessiu que provoqui la pèrdua del contacte i una possible caiguda. Per tant, és necessari una suspensió progressiva dissenyada a mida per a les necessitats del vehicle. Una prova pragmàtica d'aquest fet és que totes les motocicletes de competició professionals munten suspensions posteriors amb rigidesa progressiva.

Aquesta relació entre força vertical i desplaçament de la roda és comparable al concepte de constant efectiva d'una molla explicat en apartats anteriors. D'aquesta mateixa manera, podem assignar al conjunt del tren posterior un valor que descriu el moviment de la roda. Principalment existeixen dos paràmetres que el caracteritzen:

- **Constant efectiva de la roda ("Wheel rate"):** Es defineix com el canvi necessari en la força vertical per moure una unitat de desplaçament la roda en direcció vertical.
- **Motion ratio:** Es defineix com la relació de desplaçament de la roda i l'amortidor.

Per aconseguir aquest comportament progressiu, existeixen molts sistemes patentats per les principals marques del món del motociclisme de competició (alguns d'ells descrits en l'apartat 9.2.1). No obstant, tots ells es basen en el mateix funcionament. Aquest consisteix en introduir un balancí i una bieleta a la suspensió a partir dels quals varia la relació de distàncies entre els diferents eixos d'unió. D'aquesta forma, s'obté una relació de velocitats variable segons la

compressió de l'amortidor que fa varia la relació de desplaçament entre la compressió de la molla i l'aixecament de la roda posterior.

Prenent d'exemple el sistema “Uni-Trak” de Kawasaki® es pot imaginar com canvien les distàncies L1 i L2 segons la compressió de l'amortidor. (Veure figura 9.3).

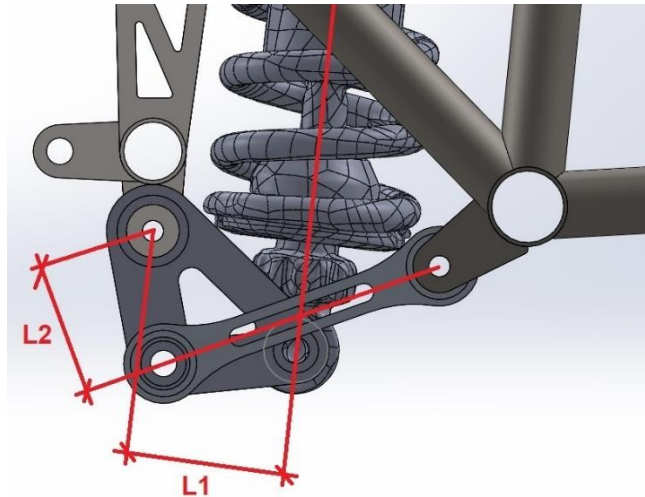


Figura 9.3 - Sistema de suspensió posterior Uni-Trak patentat per Kawasaki®

Per tant, realitzant un anàlisi cinemàtic a partir de les distàncies marcades per les fixacions i els angles definits per les rectes que contenen els seus punts, es defineix la relació de velocitats i la constant efectiva de la roda:

$$(eq. 9.1) \quad VR = \frac{L1}{L2}$$

$$(eq. 9.2) \quad K_{roda} = \frac{K_{molla}}{VR^2}$$

D'aquesta forma podem veure com el valor de la constant efectiva de la roda es veu afectada segons l'estat de compressió de la molla.

Per poder establir uns paràmetres de referència, s'han agafat els valors de la constant efectiva de la roda i “Motion ratio” de la Honda NSF; en els quals també s'ha basat la ER16. Ambdues motocicletes muntaven una sistema de suspensió per bieletes “Pro-Link” patentada per Honda®. (Veure figura 9.4).

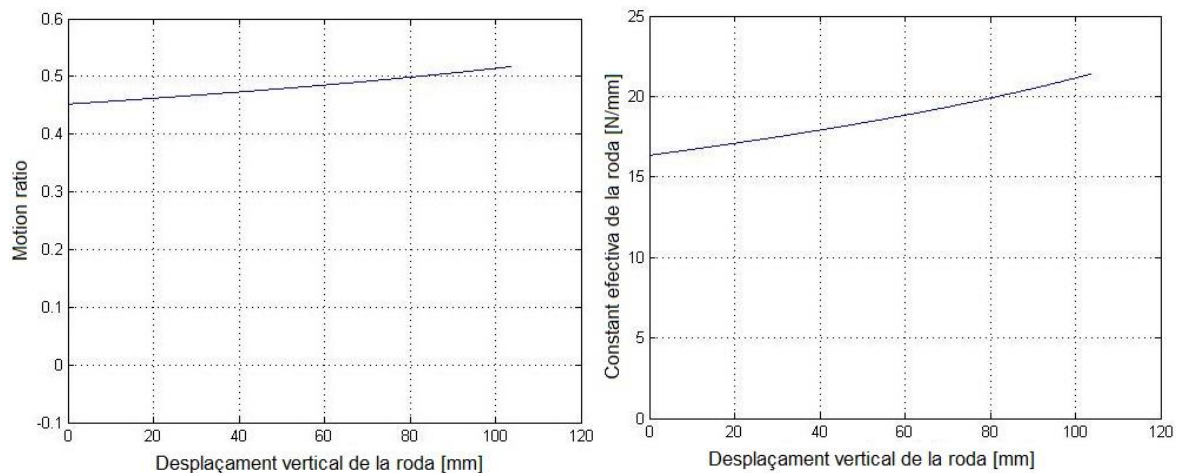


Figura 9.4 - Valors de Motion ratio i constant efectiva de la roda de la moto de referència Honda NSF.

## 9.2. FASE B: Alternatives de disseny

### 9.2.1. Sistemes de suspensió de competició actuals

El pas previ a la generació de conceptes consisteix en realitzar un exhaustiu estudi de mercat per buscar quins sistemes de suspensió utilitzats en la actualitat poden utilitzar-se en el prototip e-One.

#### Sistema de connexió directa clàssic

Sistema format per un basculant pla en forma de H el qual va unit pel darrera a la roda posterior, pel davant al xassís i a la zona central té fixat un amortidor a cada braç. (Veure figura 9.5).

Les seves avantatges són:

- Fàcil construcció.
- Bona evacuació de la calor dissipada pels amortidors.
- Gran amplitud vertical del moviment de la roda.

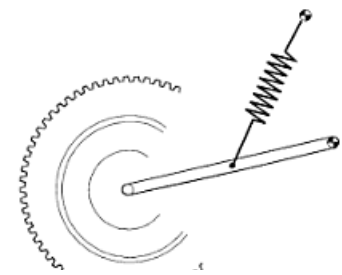


Figura 9.5 - Esquema d'un sistema de suspensió per connexió directa clàssic.

Com a grans desavantatges cal considerar:

- Consta d'una pèssima progressivitat, tenint una constant efectiva de la roda pràcticament constant.
- Al muntar dos amortidors per separat existeix la possibilitat de que no estiguin ben ajustats (diferent precàrrega o fixacions asimètriques) i que provoqui un mal funcionament de la suspensió degut a la generació de moments torsionals que carreguin el braç. No obstant, al tractar-se d'una motocicleta de competició revisada molt regularment no es un factor preocupant.

## Sistema cantilever

Per evitar aquests efectes negatius de la suspensió clàssica, es triangula el basculant per connectar l'amortidor en el seu vèrtex. D'aquesta forma només és necessari utilitzar un sol amortidor centrat respecte el pla de la moto. (Veure figura 9.6). Això suposa les següents avantatges:

- Fàcil d'ajustar ja que només hi ha un amortidor.
- Baixa massa no suspesa.
- Alta resistència a torsió i flexió.
- Gran amplitud vertical de la roda.

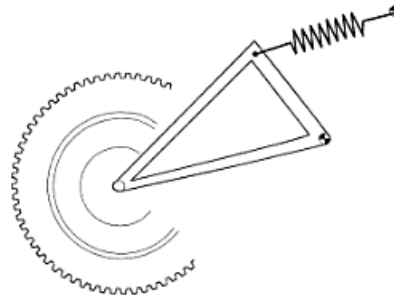


Figura 9.6 - Esquema d'un sistema de suspensió

No obstant, aquest sistema segueix sense aportar valors progressius en la rigidesa de la suspensió. A més, al estar situat darrera del motor, pot portar problemes d'escalfament al dissipar la calor de l'amortidor.

## Sistema de bieletes

Prenent el sistema cantilever anterior i adaptant-lo a un sistema articulat de quatre barres obtenim els anomenats sistemes de suspensió de bieletes. Aquests permeten adaptar les corbes de rigidesa per obtenir els valors desitjats. (Veure figura 9.7).

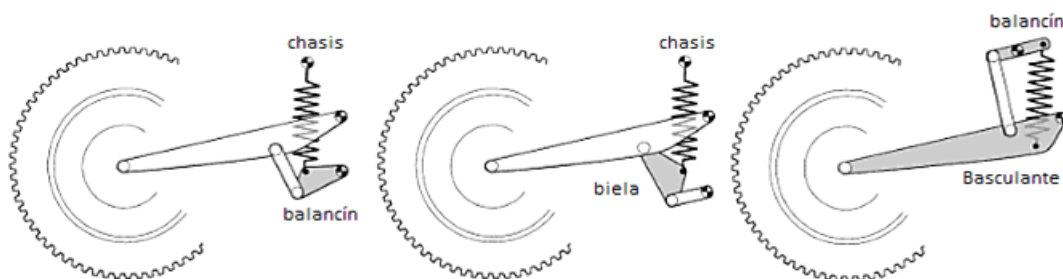


Figura 9.7 - Sistemes de bieletes Uni-Trak , Pro-link o Full Floater (ordenats d'esquerra a dreta).

Com s'ha comentat en les especificacions, existeixen diferents sistemes patentats per diferents marques. No obstant, la única diferència entre tots ells són els diferents punts d'unió entre els diferents elements.

Com a principal i única avantatge, tenim que aquests dissenys permeten un control complet sobre la constant efectiva de la roda a través de la modificació de la geometria de la suspensió.



Per altre banda, cal tenir en compte que:

- S'augmenta el pes de la moto.
- S'augmenta el nombre d'articulacions, cadascuna de les quals és una font de fregament i per tant cal minimitzar-les.
- Requereix més espai.

### 9.2.2. Generació de conceptes

#### Concepte A: Suspensió cantilever

Sistema descrit en la fase anterior caracteritzat per la seva simplicitat. Tot i no proporcionar una constant efectiva de la roda progressiva, s'ha contemplat com a candidat al procés de selecció degut a que l'equip guanyador de l'anterior edició de MotoStudent Electric la va implementar en el seu prototip. (Veure figura 9.8).

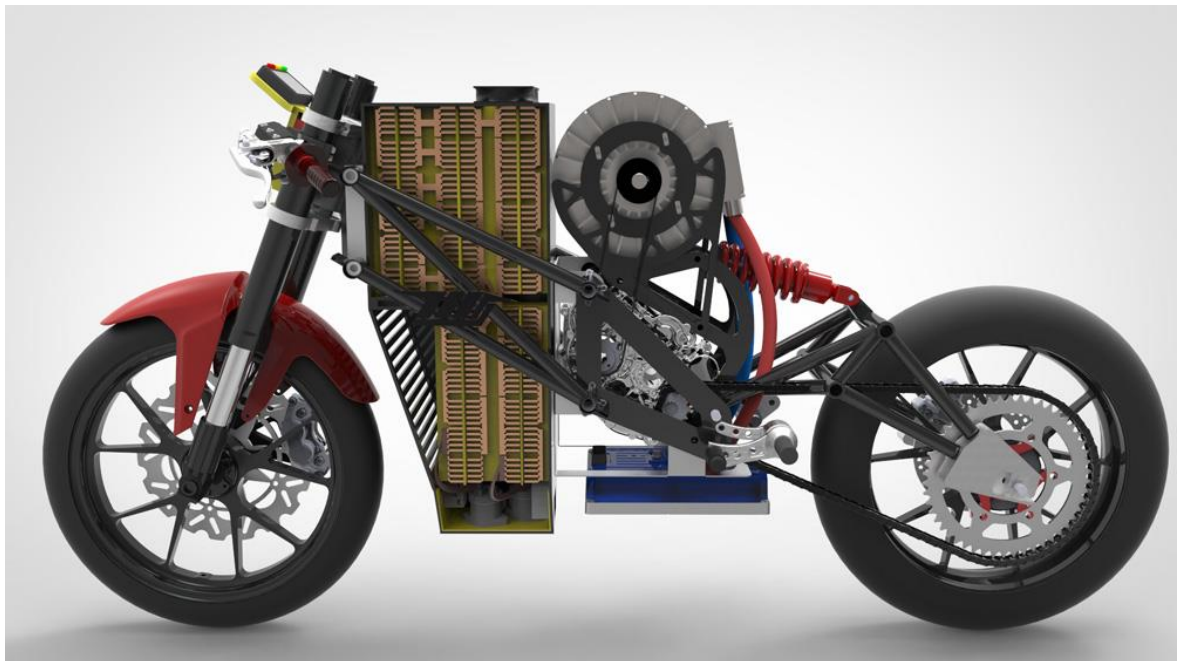


Figura 9.8 - Prototip Chispitas de l'equip MotoSpirit UPC guanyadors de l'edició MotoStudent Electric 2016.

#### Concepte B: Suspensió de bieletes *Pro-Link*

Sistema de suspensió utilitzat en les dues motos de referència del prototip *e-One*, la *ER16* (veure figura 9.9) i la *Honda NSF*. És capaç d'aportar la progressivitat necessària a la rigidesa de la suspensió a costa d'un disseny i una fabricació més complexes. Aquest es diferencia per connectar mitjançant una bieleta la fixació inferior del xassís amb el balancí; i connectar el balancí amb la fixació del basculant. L'amortidor va des de la fixació superior del xassís fins a un dels extrems del balancí.

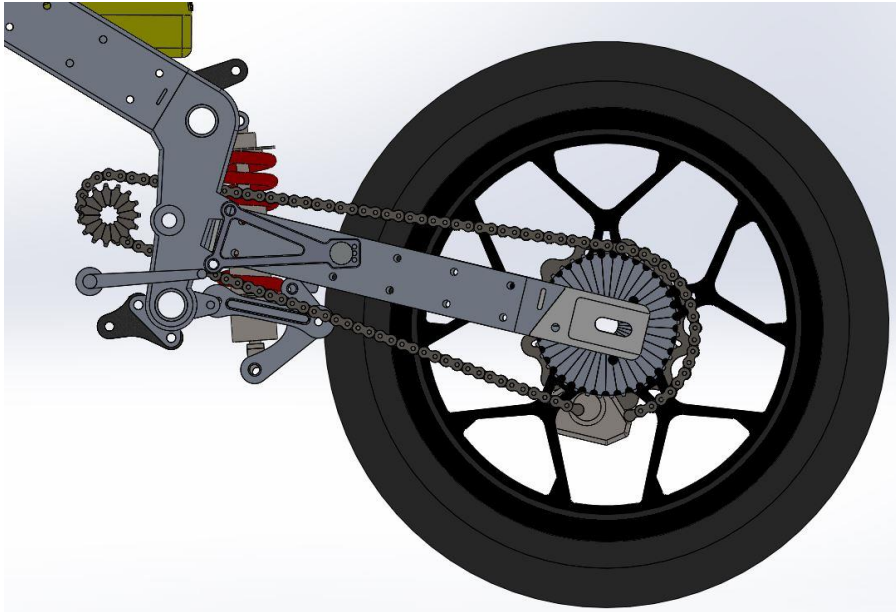


Figura 9.9 - Sistema de suspensió per bieletes Pro-Link del prototip ER16 (model de referència per la e-One). .

### Concepte C: Suspensió de bieletes *Uni-Trak*

Sistema de suspensió per bieletes capaç d'aportar els mateixos valors de progressivitat a la suspensió que l'anterior. Aquest es diferencia per connectar el balancí amb la fixació inferior del xassís; i la bieleta amb la fixació del basculant. L'amortidor està fixat entre la fixació superior del xassís i un dels extrems del balancí. Aquest sistema no presenta pràcticament cap diferència a nivell de prestacions respecte el sistema Pro-Link. No obstant, aquest intercanvi de posicions entre la bieleta i el balancí provoca un canvi en el repartiment intern de les forces que pot arribar a ser decisiu per decidir entre ells dos. (Veure figura 9.10).

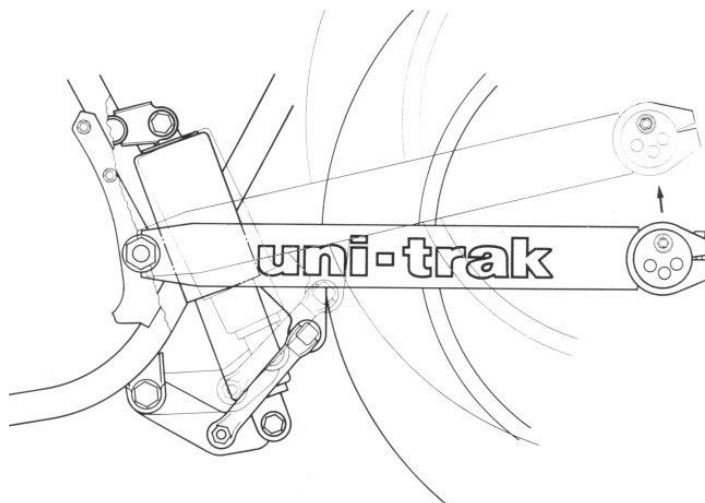
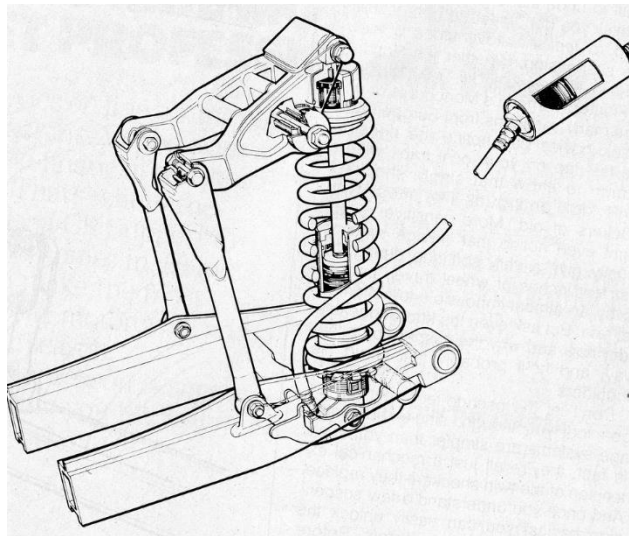


Figura 9.10 - Esquema d'un sistema de suspensió per bieletes Uni-Trak.

**Concepte D: Suspensió de bieletes *Full Floater***

Sistema de suspensió capaç d'aportar les mateixes condicions de progressivitat que els dos anteriors. No obstant, el seu plantejament és substancialment diferent ja que l'espai ocupat per la suspensió es trasllada de la zona de les fixacions inferiors a la zona propera a la fixació superior del xassís. Es tracta d'un sistema molt interessant a considerar ja que tenir la suspensió molt més elevada ajuda al manteniment dels rodaments de la suspensió (*veure figura 9.11*). D'aquesta forma la brutícia que pugui saltar de l'asfalt cap a la suspensió, degut al contacte amb el pneumàtic, queda retinguda en el parafangs.



*Figura 9.11 - Esquema d'un sistema de suspensió per bieletes Full Floater*

## 9.3. FASE C: Selecció del disseny definitiu

### 9.3.1. Selecció del sistema solució

En aquest procés de selecció s'han tingut en compte aspectes molt diversos sobre la suspensió. No obstant, per assegurar que cada paràmetre té la importància que es mereix se'ls hi ha assignat pesos ponderats ja que s'han escollit uns en base als altres. Per tant, els criteris que s'han considerat més importants són que la suspensió pugui aportar una rigidesa progressiva, que el sistema pugui implementar-se en el prototip e-One sense haver de realitzar canvis sobre altres sistemes i una transmissió d'esforços convenient pel prototip per tal de no haver de dissenyar fixacions exageradament grans. Observant la matriu de decisió es poden treure conclusions ràpidament sobre els principals motius de selecció. (Veure figura 9.12).

Criteri de selecció	Pes ponderat	Conceptes			
		A Suspensió cantilever	B Suspensió Pro-Link	C Suspensió Uni-Trak	D Suspensió Full Floater
Facilitat de construcció	3	+	-	-	-
Pes	2	+	0	0	0
Rigidesa de la suspensió progressiva	40	-	+	+	+
Facilitat d'implementació	5	+	-	-	-
Bon manteniment de la suspensió	7	+	-	-	+
Adaptabilitat al prototip e-One	15	+	+	+	-
Facilitat de disseny	2	+	-	-	-
Innovació respecte altres equips	5	-	-	+	+
Transmissió d'esforços convenient al prototip	10	+	-	+	+
Preu	5	+	-	-	-
Suma +'s		49	55	70	62
Suma 0's		0	2	2	2
Suma -'s		42	37	22	30
Rànquing		4	3	1	2
<b>Selecció:</b>		<b>No</b>	<b>No</b>	<b>Si</b>	<b>No</b>

Figura 9.12 - Matriu de decisió sobre el disseny de la suspensió posterior.

En primer lloc, s'ha descartat la suspensió cantilever degut a que tot i haver obtingut molt bons resultats en la major part d'aspectes degut a la seva senzillesa, no compleix amb el requeriment principal exigint a la suspensió d'una moto de competició el qual és tenir una constant efectiva de la roda progressiva. Val a dir que de no ser per aquest fet, és un excel·lent sistema de suspensió; una prova d'això és que la majoria de les motos de carrer la munten.

Una vegada s'ha decidit que la suspensió muntarà un sistema de bieletes, s'ha d'escollir quin. Com ja s'ha mencionat, tots ells aporten els mateixos resultats a nivell dinàmic però les seves

diferències de disseny els poden fer-se diferenciar entre ells. En el món de motociclisme de competició o de motos de carrer esportives no existeix aquest conflicte ja que cada gran marca munta el seu sistema per bieletes patentat per ells mateixos. Seguint els criteris de decisió establerts, s'han realitzat anàlisis mitjançant programes de simulació de mecanismes i de software multi-body (explicat en l'apartat 9.3.3) amb dissenys previs al definitiu per veure com cada sistema distribueix les càrregues. Aquests anàlisis han sigut molt aproximats i només s'han realitzat per veure com treballava cada sistema. La conclusió resultant de les simulacions ha estat que la força interna de la suspensió més gran era absorbida per la bieleta. Aquest anàlisi s'ha vist corroborat pel realitzat en la ER16 on succeeix el mateix. Aquest fet ha provocat que es descarti el concepte B, la suspensió de bieletes "Pro-Link". En aquest disseny la bieleta va fixada a la part inferior del xassís, en la qual la fixació només pot anar orientada en la direcció de l'eix de guinyada degut a limitacions d'espai en el nostre disseny; al tenir un xassís molt llarg, la zona destinada a la suspensió i el basculant és relativament petita per tal de no augmentar en excés la distància entre eixos. Per aquest motiu, implementar aquest sistema implicaria que la càrrega màxima de la suspensió treballés en una direcció pràcticament paral·lela a la de la fixació, fet gens bo a nivell tensional. (Veure figura 9.13).

A més, també s'ha considerat com a punt a favor dissenyar un sistema de suspensió diferent al implementat en els prototips de referència que han participat en la competició MotoStudent (sempre i quan sigui òptim). D'aquesta forma, es realitzaran anàlisis de sistemes diferents i es podrà datar el seu comportament real implementat en un prototip. Així les futures edicions dels equips de l'Escola tindran més diversitat d'informació, que difícilment podrien aconseguir d'una altre forma.

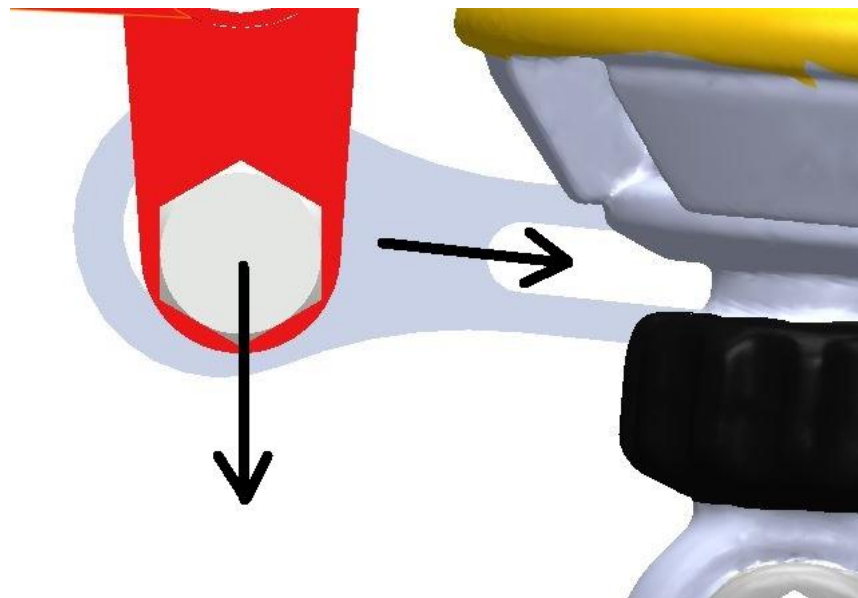


Figura 9.13 - Representació de la direcció de la fixació xassís-bieleta i la direcció de les forces de la bieleta.

Finalment, per escollir entre els dos sistemes de suspensió més òptims pel nostre prototip ha



estat decisiva la ubicació de la controladora de la moto, la “ECU”. Tot i que el sistema Full Floater té l'avantatge d'anar muntada a la zona propera a la fixació superior del xassís, zona protegida de la brutícia gràcies al parafangs, coincideix amb la ubicació de la controladora. Un dels principals reptes a nivell dinàmic i estructural del prototip *e-One* ha estat poder encabir tots els elements necessaris del tren de potència elèctric, aconseguint l'autonomia suficient per poder córrer els 25 km de carrera (5 voltes de 5 km), sense augmentar en excés la distància entre eixos, eixamplar en excés la moto o situar en una posició massa elevada el seu centre de masses. Això ha suposat haver de col·locar elements com la controladora o la caixa de canvis en ubicacions poc freqüents. En aquest cas, com es pot observar en la *figura 9.14* la implementació d'una suspensió *Full Floater* entraria en conflicte amb el suport de la controladora (peça vermella) ja que no cabria la enorme bieleta que requereix aquest sistema. Per aquest això, aquest fet s'ha considerat com a negatiu en el criteri de selecció. Cal dir que l'autor també és el responsable del suport de la controladora i el seu sistema de refrigeració. De forma que tot i que el disseny de la suspensió s'hagi realitzat mesos abans que el de la controladora, ja es va preveure la seva ubicació amb antelació per tal de que no entressin en conflicte.

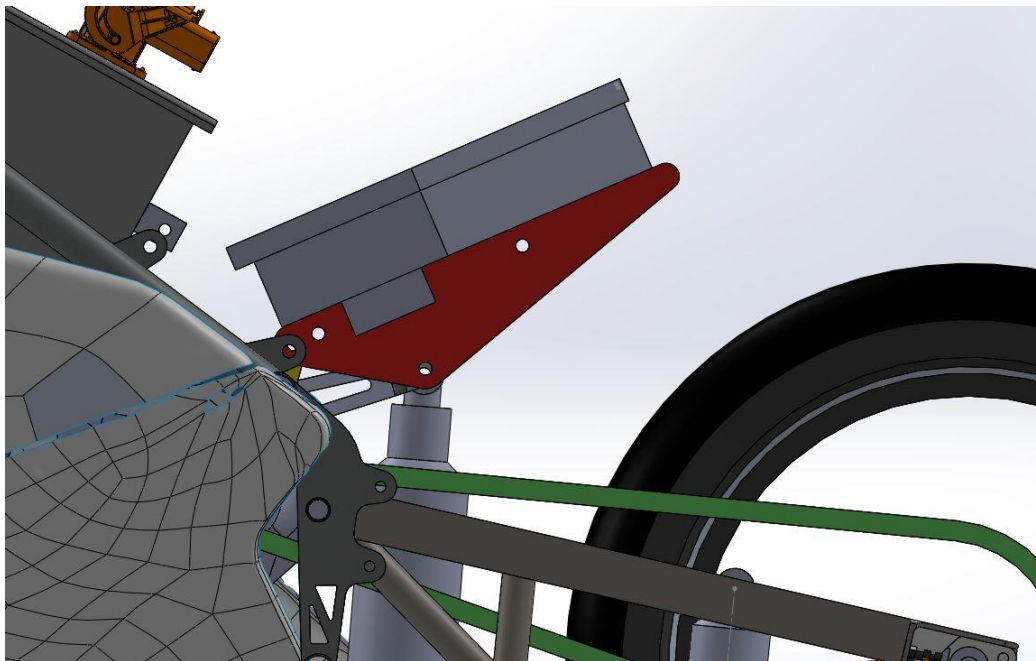


Figura 9.14 - Imatge de la controladora amb el seu suport, ubicats en la zona de la fixació superior del xassís.

Després d'aquest resum d'un procés de selecció que va durar diversos mesos, analitzant de forma recíproca com interactuaven els diferents sistemes de la motocicleta amb la suspensió, s'ha decidit implementar una suspensió per bieletes “*Uni-Trak*”.

### 9.3.2. Dimensionament de la suspensió

Un cop tancat el procés de selecció, s'ha iniciat la fase de disseny de la suspensió. Tanmateix que en la fase anterior, els diferents sistemes s'han anat posant en comú i patint variacions de forma recíproca fins a obtenir els següents valors definitius en la geometries del xassís i basculant:

Paràmetres estructurals	Valor	Unitats
Triangle del basculant OA-OB-BA (apartat 9.1.3)	500 - 199 - 346	mm
Angle del basculant	13	°
Alçada del pivot del basculant (eix d'unió amb el xassís)	413,13	mm

Pel que fa a l'amortidor, s'han buscat empreses que tinguin una voluntat de col·laborar amb el projecte i s'ha trobat *Andreani MHS®*, els quals ens van recomanar l'amortidor *Öhlins S46DR1* d'entre el seu material en estoc. Aquest s'ajusta a la perfecció amb les necessitats del nostre prototip. Les seves característiques són les següents:

Paràmetres de l'amortidor	Valor	Unitats
Longitud natural	300	mm
Recorregut	50	mm
Constant efectiva de la molla	85	N/mm
Precàrrega de disseny (s'ajustarà a posteriori)	0	mm

Finalment cal tenir en compte els diferents paràmetres dinàmics que intervindran en el repartiment de les forces internes i externes de la suspensió quan aquesta es comprimeixi.

Paràmetres dinàmics	Valor	Unitats
Distància entre eixos	1280	mm
Radi de la roda posterior	600,65	mm
Alçada del centre de gravetat	668,4	mm
Massa de la moto	120	kg
Massa del pilot	75	kg
% massa del tren posterior	0,48	-
% massa del tren anterior	0,52	-

Una vegada s'han determinat tots els paràmetres geomètrics que determinaran el disseny del mecanisme, els paràmetres de l'amortidor i els paràmetres dinàmics. Ja es pot realitzar un disseny amb qualsevol programa de simulació de mecanismes. Per trobar els valors de la constant efectiva de la roda, cal relacionar la força aplicada sobre l'eix de la roda en cada punt de l'anàlisi amb la distància que puja la roda. Per trobar els valors del "*Motion ratio*" cal relacionar la distància que es comprimeix de l'amortidor en cada punt de l'anàlisi segons quant puja la roda posterior. Per realitzar aquest anàlisi s'ha fet servir el programa *Motorcycle Kinematic Analysis* dissenyat per en Tony Foale, autor d'un dels llibres utilitzats com a principal referència en la realització d'aquest projecte. Es tracta d'un programa de simulació de mecanismes completament acotat a la simulació del comportament dinàmic de motocicletes, i per tant, de suspensions posterior. En aquest cas s'ha optat per utilitzar aquest programa ja



que l'equip de combustió de l'Escola compta amb una llicència (adquirir-ne una costa 99 €) cedida des de l'any passat pel propi Tony Foale. Per tant, fer ús d'aquest programa és la solució més òptima en aquest cas. (Veure figura 9.15).

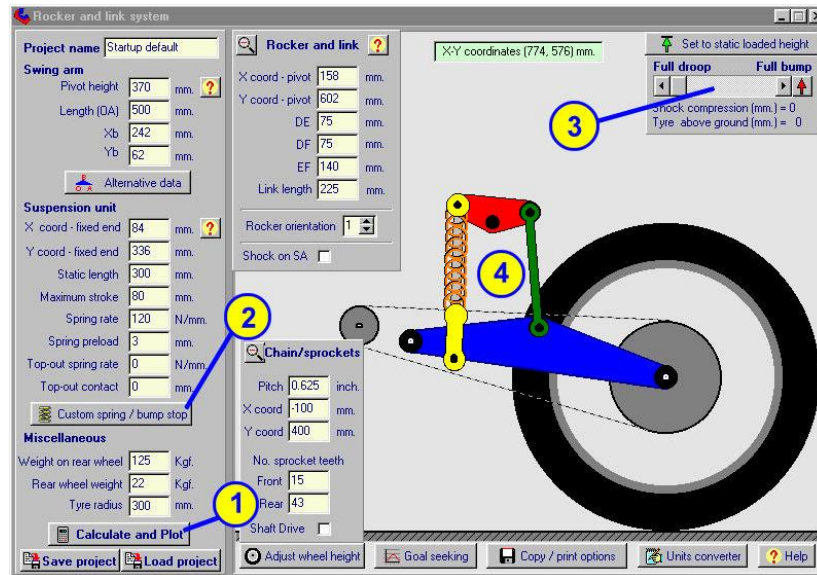


Figura 9.15 - Captura de pantalla del menú "Rear suspensió" del programa Motorcycle Kinematics Analysis.

No obstant, es poden realitzar els mateixos anàlisis amb programes de simulació gratuïts o les seves versions de prova com el *Creo Elements/Pro* (antigament conegut amb el nom *Pro/Engineer*), o fins i tot mitjançant MatLab si es tenen uns coneixements mínims de programació. (Veure figura 9.16).

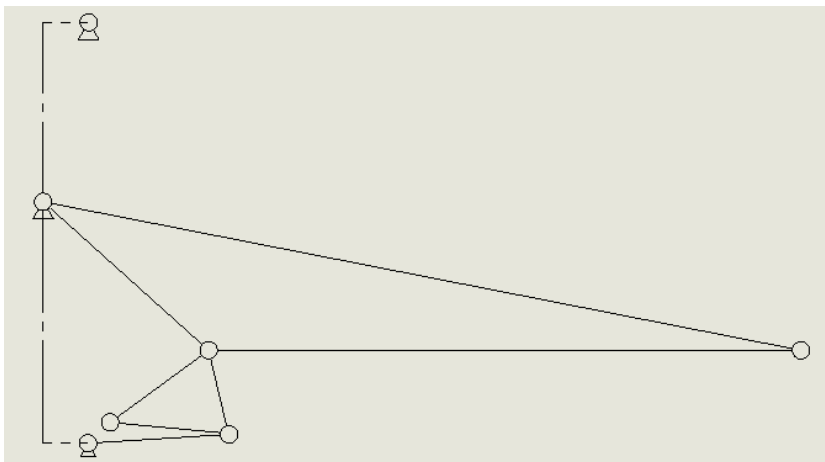


Figura 9.16 - Exemple d'un model realitzat amb MatLab on es simula el comportament del mecanisme d'un sistema de suspensió per bieletes Pro-Link

Per fer l'estudi, s'ha realitzat un anàlisi estàtic de la suspensió des de la roda posterior en contacte sobre el terra fins a tenir la roda aixecada 10 cm. Aquesta distància s'ha pres com a altura màxima que la motocicleta podria arribar durant la carrera en cas trobar-se un obstacle

inesperat en la pista. Després de provar un gran nombre de dissenys modificant les característiques geomètriques segons calgués (selecció del disseny recíproca entre sistemes), s'ha arribat a un disseny que proporciona les següents característiques de rigidesa en la suspensió del prototip *e-One*. (Veure figures 9.17 i 9.18).

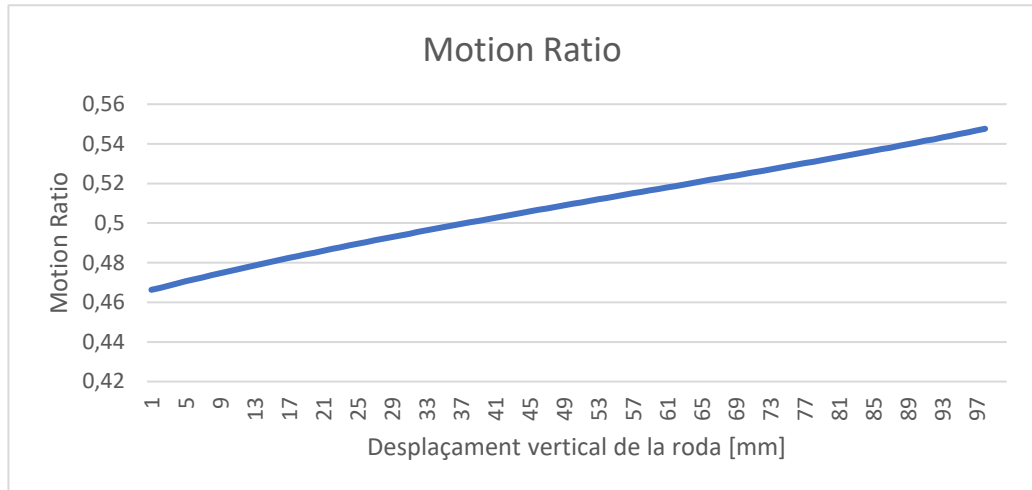


Figura 9.17 - Representació del "Motion Ratio" en funció del desplaçament vertical de la roda.

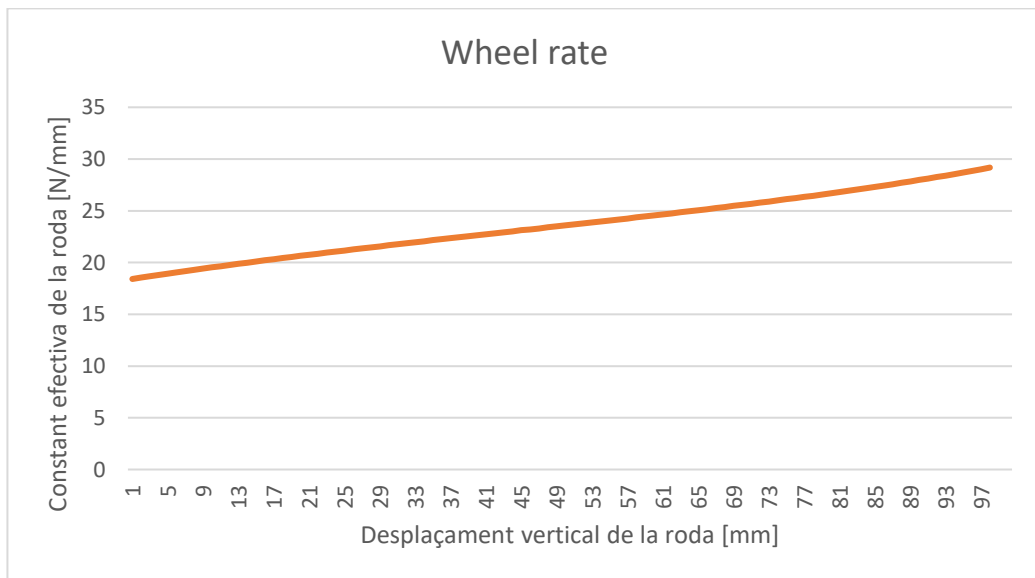


Figura 9.18 - Representació de la constant efectiva de la roda en funció del desplaçament vertical de la roda.

Com es pot veure a simple vista, els valors del disseny<sup>2</sup> s'ajusten perfectament als de la motocicleta de referència especificats en l'apartat 9.1.4. La combinació de distàncies entre eixos de les bieletes i balancí que aporta aquests valors de progressivitat és la següent. (Veure figura 9.19 i 9.20).

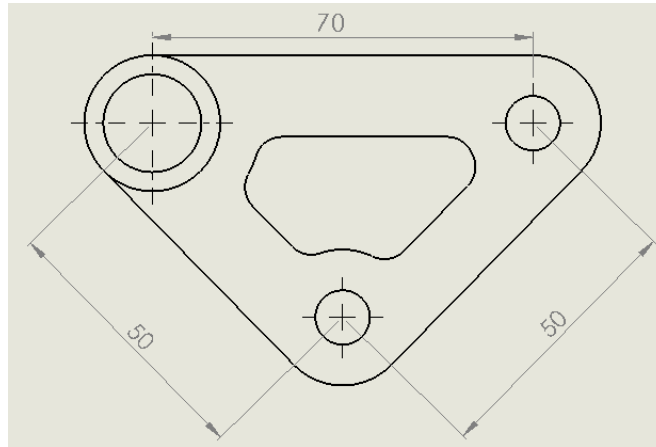


Figura 9.19 - Relació de distàncies del balancí.

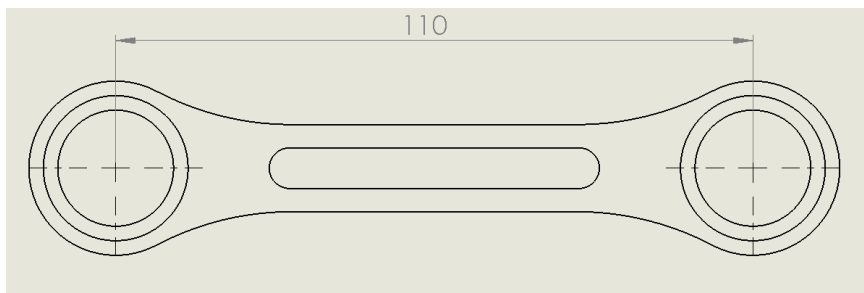


Figura 9.20 - Relació de distàncies de la bieleta.

Una vegada s'ha trobat el comportament dinàmic desitjat en la suspensió, cal buscar les forces d'interacció entre els diferents elements de la suspensió per poder dimensionar-los estructuralment. El propi programa de *Motorcycle Kinematic Analysis* ja realitza un anàlisi estructural oferint els següent resultats. (Veure figures 9.21, 9.22, 9.23, 9.24 i 9.25).

<sup>2</sup> Les dades corresponents als gràfics de les figures 9.17 i 9.18 es poden trobar a l'annex en l'apartat 4. Són el resultat dels anàlisis realitzats pel programa *Motorcycle Kinematics Analysis*.

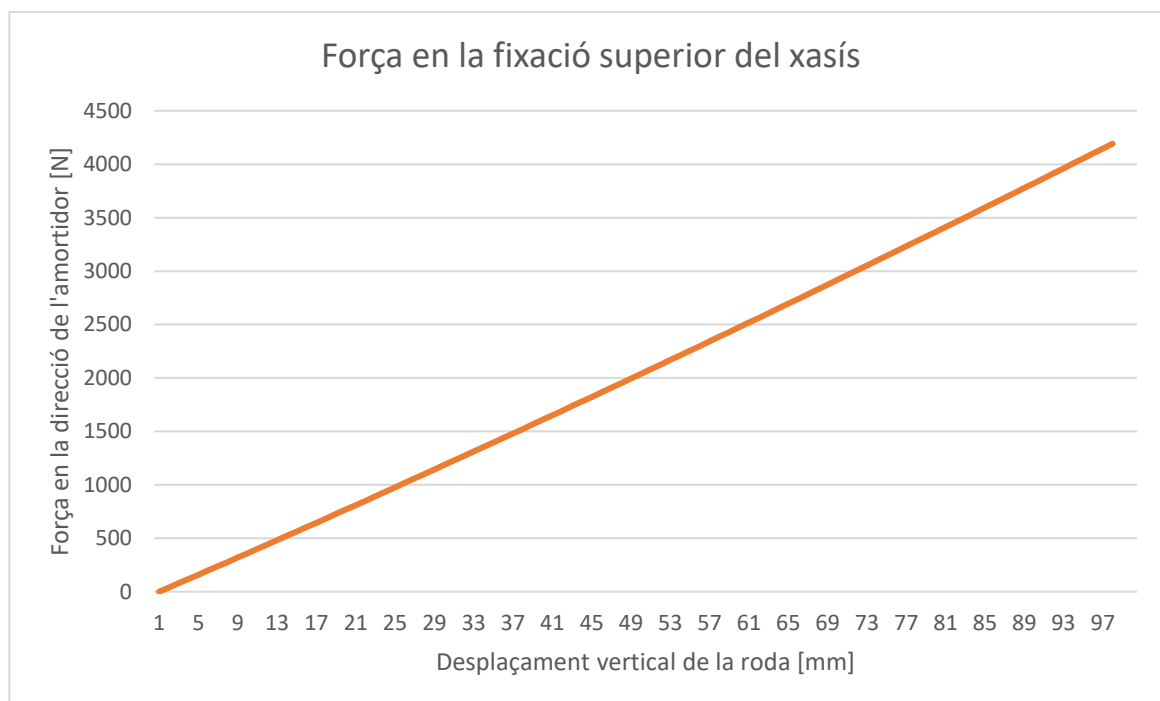


Figura 9.21 - Gràfic de la força en la fixació superior del xassís en funció del desplaçament vertical de la roda.

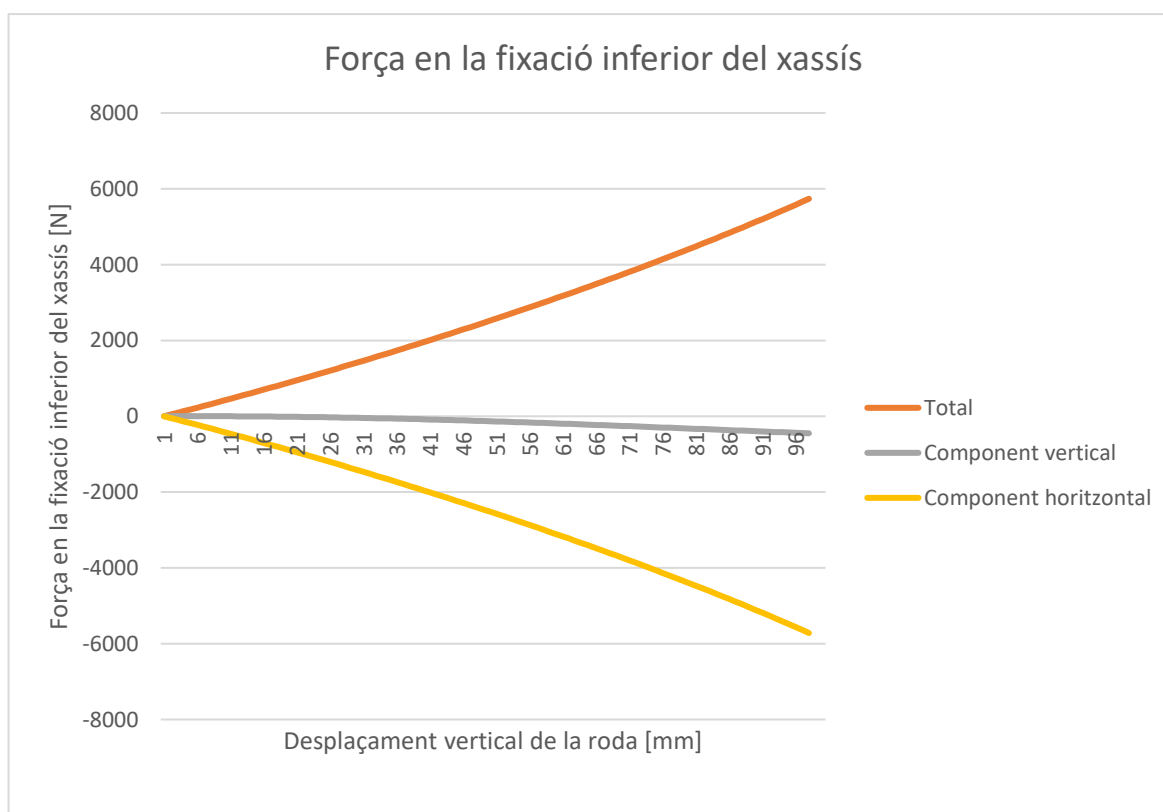


Figura 9.22 - Gràfic de la força en la fixació inferior del xassís en funció del desplaçament vertical de la roda.

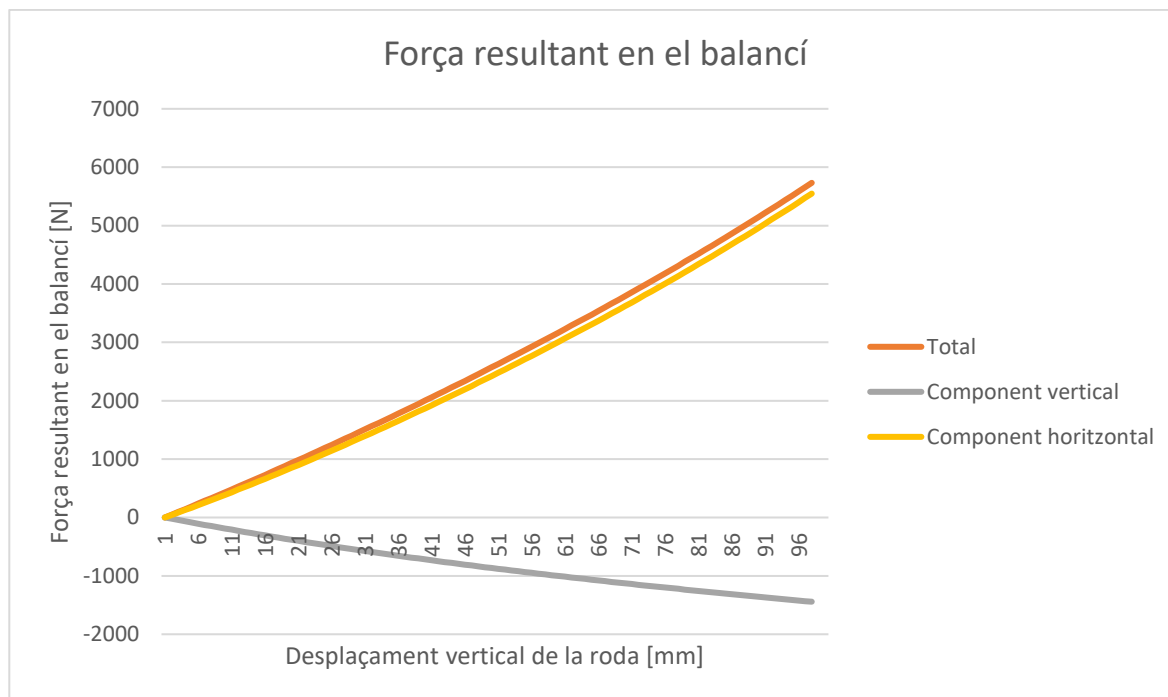


Figura 9.23 - Gràfic de la força resultant en el balancí en funció del desplaçament vertical de la roda.

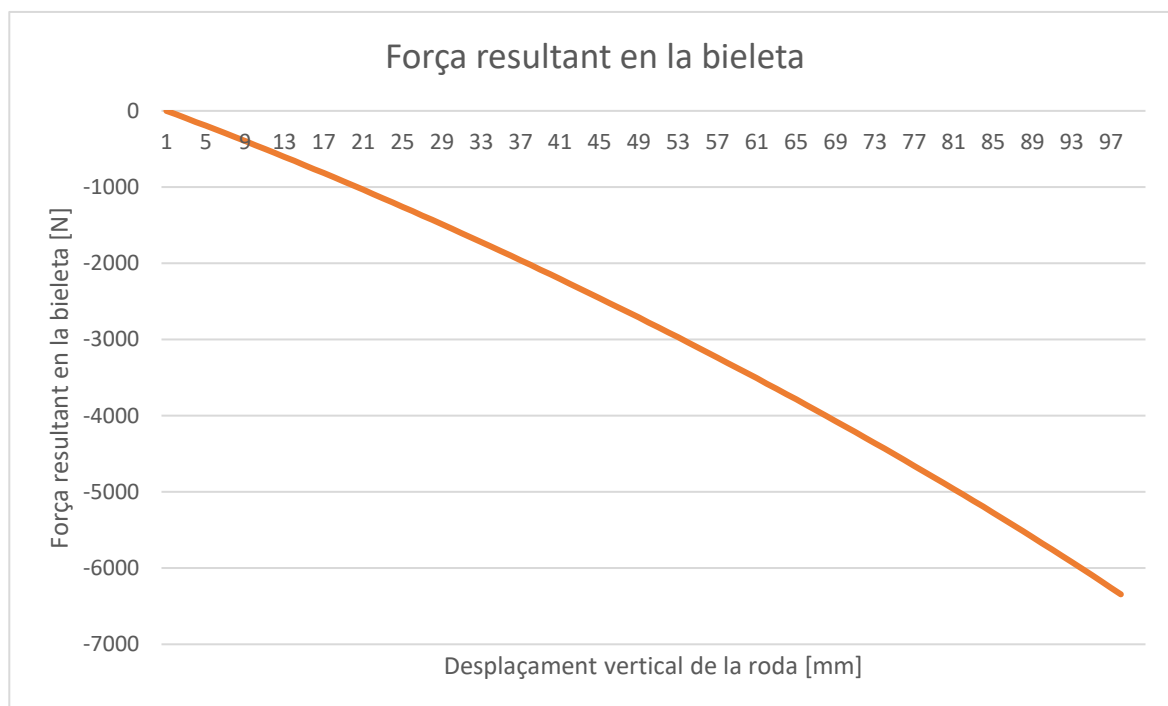


Figura 9.24 - Gràfic de la força resultant en la bieleta en la seva direcció en funció del desplaçament vertical de la roda.

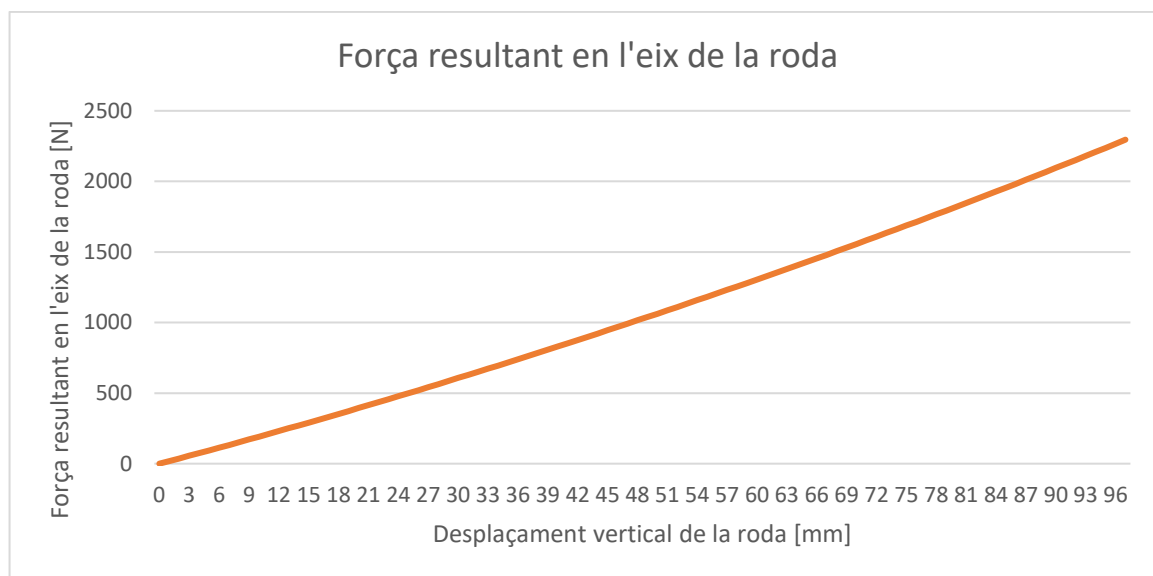


Figura 9.25 - Gràfic de la força en l'eix de la roda en funció del desplaçament vertical de la roda.

A partir d'aquestes forces realitzem el quadre de càrregues dels diferents sistemes que es veuen afectats per les forces provocades per la compressió de la suspensió. (Veure taules 9.2 i 9.3).

QUADRE DE CÀRREGUES DEL BALANCÍ I BIELETA		
Força del balancí en X	Força del balancí en Y	Força de la bieleta en la seva direcció d'orientació
1443 N	5548 N	6345 N

Taula 9.2 - Quadre de càrregues del balancí i la bieleta.

QUADRE DE CÀRREGUES DE LES FIXACIONS					
Força de la fixació superior del xassís en X	Força de la fixació superior del xassís en Y	Força de la fixació inferior del xassís en X	Força de la fixació inferior del xassís en Y	Força del basculant en X	Força del basculant en Y
354 N	4178 N	5720 N	450 N	5905 N	2321 N

Taula 9.3 - Quadre de càrregues de les fixacions.

No obstant, aquest programa no té en compte l'efecte de la component hidràulica introduïda per l'amortidor ja que només realitza un anàlisi estàtic. Per aquest motiu, s'ha dut a terme una petita simulació dinàmica amb el software d'anàlisi multibody MSC Adams. Afortunadament, al utilitzar una versió simplificada del basculant on només es respecta la seva estructura principal, s'ha pogut utilitzar la versió per estudiant limitada a un màxim de 20 sòlids. S'ha realitzat una simulació en la mateixa situació que l'anàlisi anterior imposant una velocitat de gir de 30°/s i una constant d'amortiment de 0,2 Ns/mm. (Veure figura 9.26).

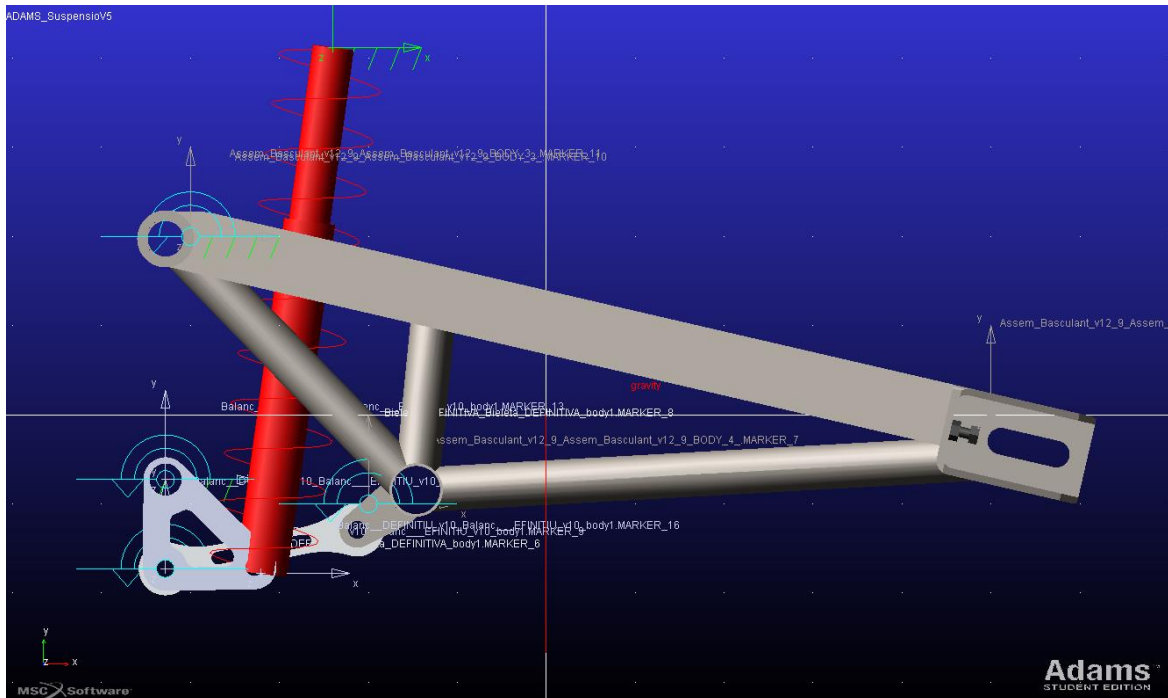


Figura 9.26 - Simulació dinàmica de la suspensió mitjançant el programa MSC Adams.

Els resultats d'aquest anàlisi ens permeten comprovar que l'efecte de la component hidràulica és negligible en les forces resultants sobre cada element de la suspensió ja que el quadre de càrregues resultant és pràcticament el mateix.

### 9.3.3. Càlculs estructurals per elements finits

Una vegada s'ha determinat el quadre de càrregues de la suspensió, es realitza un anàlisi estructural mitjançant ANSYS Workbench® per tal de configurar un disseny el més optimitzat possible per les dues peces. Per dur a terme el disseny detall d'ambdues peces ha calgut tenir en compte les distàncies entre els eixos determinades en l'apartat 9.3.3 que aporten la progressivitat desitjada, i la mida d'aquests forats.

Per realitzar aquest anàlisi, s'ha aplicat la força corresponent al quadre de càrregues de cada peça en les cares interiors d'un dels seus forats, fixant la resta de cares interiors dels forats per restringir els graus de llibertat. Els resultats de l'anàlisi per les dues peces són els següents. (Veure figures 9.27 i 9.28).



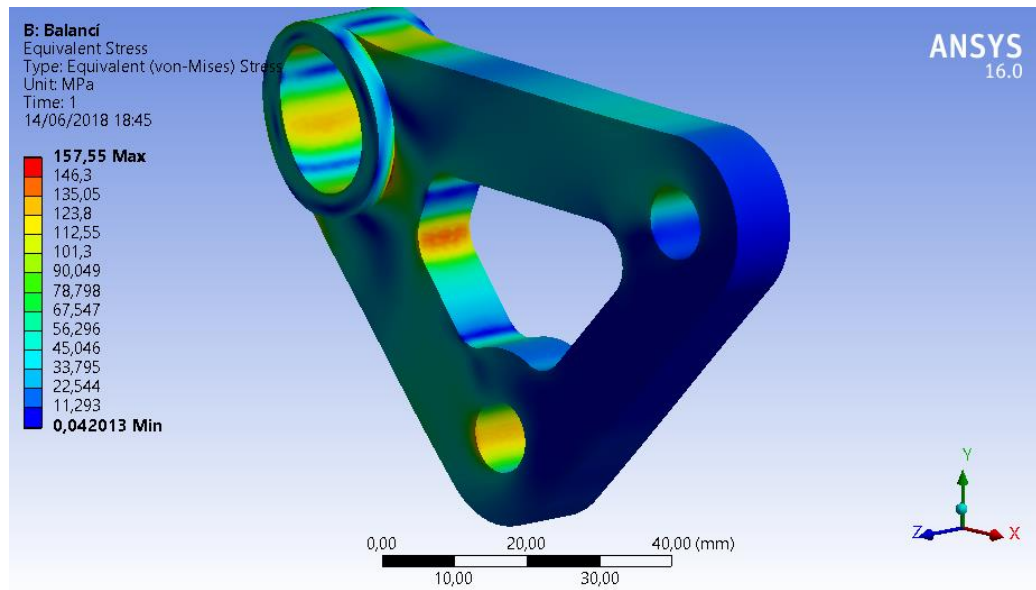


Figura 9.27 - Anàlisi de tensions del balanci.

Pel que fa al balanci, en dos dels seus forats van encastats dos eixos; en un d'ells s'uneix l'amortidor i en l'altre la bieleta. Com que l'amortidor ja conté la seva pròpia ròtula no és necessari l'ús de rodament; en l'altre tampoc ja que aquest anirà a la bieleta. Per tant, dels tres eixos del balanci, només el punt d'unió amb el suport inferior del xassís muntarà un rodament. S'ha optat per uns rodament de SKF HK 1216.2RS, aquests imposen un diàmetre de 18 mm per poder encabir el rodament per l'eix de 8mm. El forat mecanitzat s'haurà de realitzar amb una tolerància 18H7n6 per tal de poder encastar correctament el rodament. A més, l'ús d'aquest rodament implica una amplada mínima de 16 mm. Una altra opció hagués pogut ser encastar el rodament en la fixació, no obstant això augmentaria innecessàriament la seva amplada.

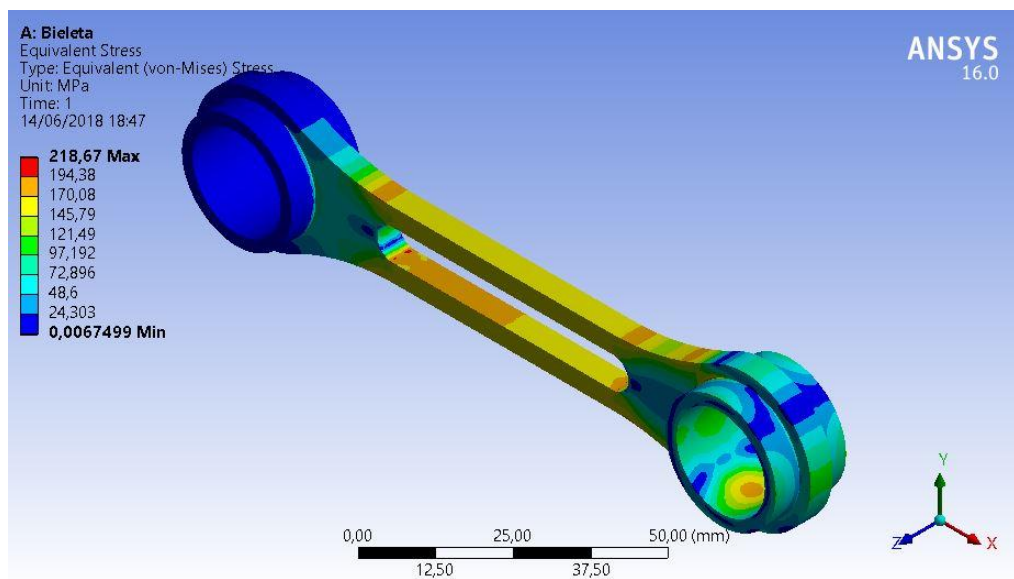


Figura 9.28 - Anàlisi de tensions de la bieleta.

Pel que fa a la bieleta, ambdós forats necessiten un rodament per tal de no haver-ne d'utilitzar en les fixacions. Per això, per poder utilitzar eixos de 10 mm amb rodaments SKF HK1416.2RS es necessita un forat de 20 mm de diàmetre mecanitzat amb una tolerància 20H7n6 per tal de poder-lo encastar correctament. A més, es necessita una amplada mínima de la peça de 16 mm.

Ja que es tracta de peces petites amb poc pes, el procés d'optimització ha estat molt simple. Ambdues peces s'han anat buidant en la seva zona central fins a aconseguir unes tensions màximes entre 150 i 225 MPa. L'empresa encarregada de la seva fabricació tenia en estoc alumini sèrie 7075 amb el qual poder-nos realitzar a partir d'una operació de fresat ambdues peces. D'aquesta forma hem aprofitat l'elevat límit elàstic d'aquest material per optimitzar substancialment ambdues peces. S'han obtingut els següents valors de coeficient de seguretat:

$$\text{Balancí:} \quad \gamma_{\text{seguretat}} = \frac{\sigma_{\text{límit elàstic}}}{\sigma_{\text{tensió màxima}}} = \frac{450}{157,55} = 2,86$$

$$\text{Bieleta:} \quad \gamma_{\text{seguretat}} = \frac{\sigma_{\text{límit elàstic}}}{\sigma_{\text{tensió màxima}}} = \frac{450}{218,67} = 2,06$$

## 10. Dimensionament d'ancoratges o fixacions

Respecte a tots els ancoratges o fixacions s'ha utilitzat un acer amb un límit elàstic de 750 MPa ja que és el material que se'ns va facilitar per a la seva fabricació d'acord amb l'acer utilitzat pel xassís i el basculant; el qual compleix perfectament amb les nostres necessitats.

QUADRE DE CÀRREGUES DE LES FIXACIONS					
Força amortidor X	Força amortidor Y	Força pivot X	Força pivot Y	Força basculant X	Força basculant Y
354 N	4178 N	1443 N	5548 N	5905 N	2321 N

Taula 10.1 - Taula resum del quadre de càrregues de les fixacions.

### Fixació inferior entre xassís i suspensió posterior

Pel disseny de les fixacions inferiors entre xassís i suspensió s'ha optat per fer dues orelles petites de 35 mm de distància respecte el centre del tub en una xapa de 5 mm de gruix. El diàmetre exterior s'ha escollit de forma que superi per 3 la mida del forat per raons estructurals. El forat s'ha fet de 8 mm amb una tolerància 8H7n6. Aplicant la força corresponent al pivot en el forat de la fixació, s'ha obtingut un disseny amb una tensió màxima de 381,44 MPa (coeficient de seguretat pròxim a 2). Els resultats són els següents: (Veure figures 10.1 i 10.2).

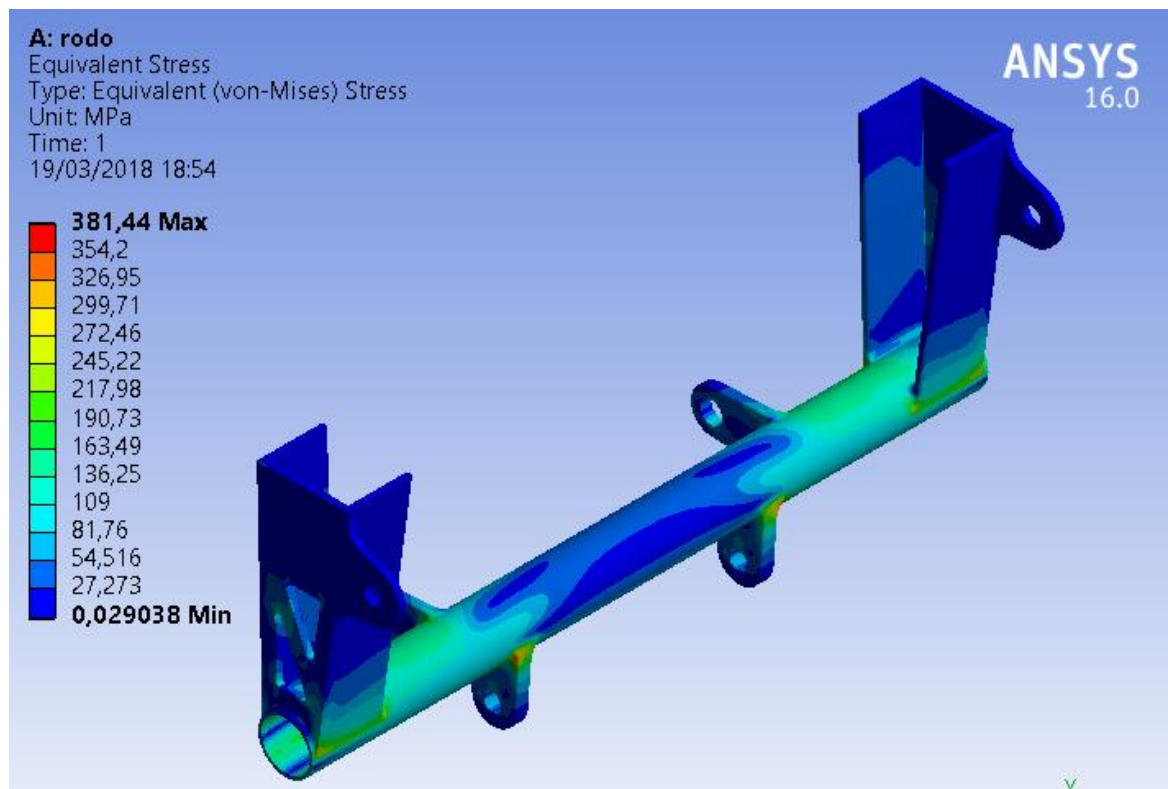


Figura 10.1 - Anàlisi de tensions de la fixació inferior entre xassís i suspensió

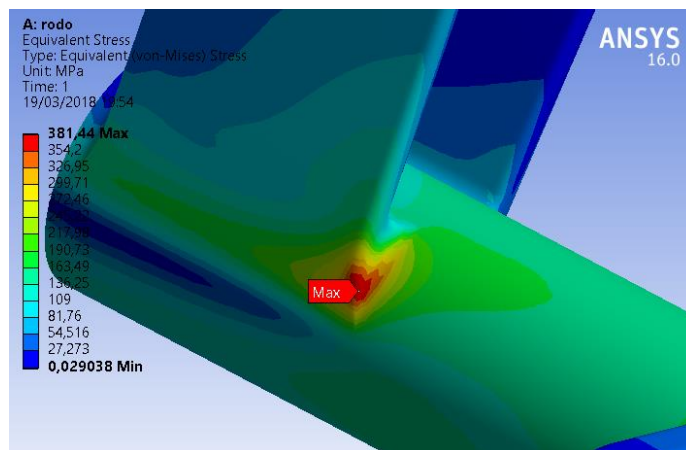


Figura 10.2 - Ampliació de la zona on es concentren les tensions.

### Fixació superior entre xassís i amortidor

El sistema de fixació superior del xassís ha partit d'un rectangle tancat en xapa i s'ha anat optimitzant en les zones de menor tensió. El forat s'ha fet de 10 mm amb una tolerància 10H7n6. Pel seu estudi s'ha realitzat una malla d'elements continus hexaèdrics quadràtics. Degut a la càrrega i geometria de la fixació, podria semblar una zona crítica que cal estudiar a fatiga. No obstant, al tractar-se d'una situació on l'amortidor es comprimeix al màxim, pot considerar-se una càrrega accidental, ja que no es una situació prevista però que cal dimensionar perquè la moto aguantí si succeeix. Per tant, l'estudi a fatiga s'hauria de realitzar amb valors al voltant de 50-70 MPa els quals no són crítics. Evitant punts angulosos i zones de concentració de tensions, s'han aconseguit unes tensions de 309,58 MPa (coeficient de seguretat d'aproximadament 2,5). Aplicant les forces corresponents al amortidor del quadre de càrregues anterior obtenim el següent anàlisi. (Veure figura 10.3).

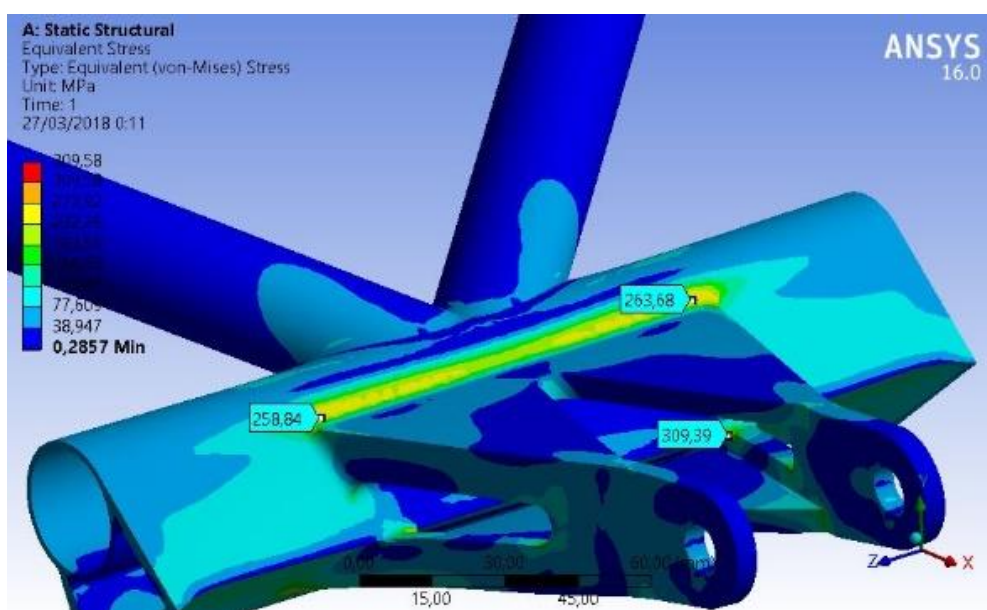


Figura 10.3 - Anàlisi de tensions de la fixació superior del xassís amb l'amortidor.

### Fixació entre basculant i suspensió posterior

Els elements de fixació entre el basculant i la bieleta de la suspensió s'han plantejat en una xapa de 5 mm de gruix. El forat s'ha fet de 10 mm amb una tolerància 10H7n6. Després de realitzar un estudi del recorregut de la suspensió mesurant l'angle que pren la bieleta, s'ha considerat que la millor opció és orientar la fixació en un angle de  $34,5^\circ$  de forma que estigui totalment alineat amb la bieleta durant la major part del temps. D'aquesta forma s'aconsegueix una millor transmissió d'esforços derivats de la suspensió al basculant. Per aquest anàlisi, s'ha realitzat un cordó de soldadura amb el propi SolidWorks®, gràcies al qual s'ha treballat en tensions reals. L'anàlisi resultant d'aplicar les condicions de contorn corresponents a la força del basculant del quadre de càrregues és el següent: (Veure figures 10.4 i 10.5).

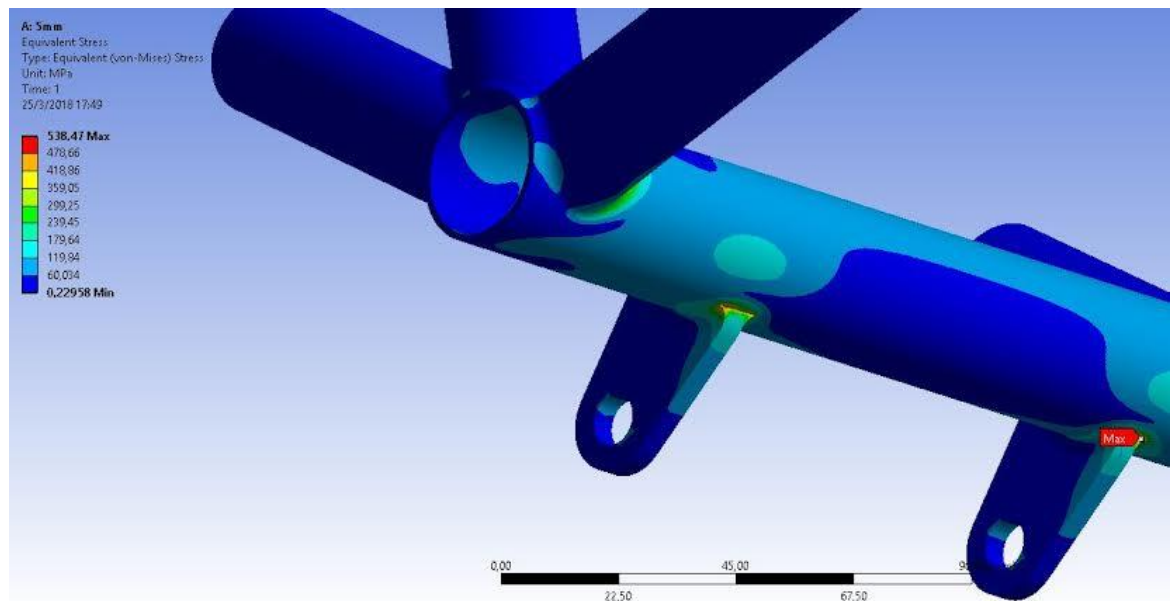
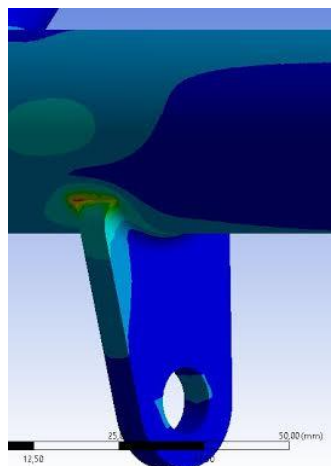


Figura 10.4 - Anàlisi de tensions de la fixació entre basculant i suspensió posterior.



Després d'optimitzar la geometria i orientació, s'ha obtingut una zona de notables tensions en la part posterior de la fixació. Per evitar l'efecte negatiu d'aquesta concentració de tensions, s'ha plantejat una soldadura continua al lateral de les fixacions que acabi abans d'arribar a l'extrem de la fixació. D'aquesta forma les tensions es propaguen només pel lateral de la fixació sense arribar a l'extrem. Una alternativa hagués sigut aplicar una soldadura discontinua per evitar que es propaguin per tot arreu. No obstant aquesta disminuiria en excés el rendiment de la soldadura i podria no ser suficient per suportar els esforços.

Figura 10.5 - Ampliació del cordó de soldadura de la fixació entre basculant i suspensió posterior.

S'observa una tensió de 538 MPa, obtenint un coeficient de seguretat de 1,4. Aquest valor de tensió és relativament alt comparat amb les demés fixacions i el coeficient de seguretat baix tractant-se d'una part estructural d'un vehicle.

No obstant, cal recordar que l'anàlisi simula un cas de compressió de la suspensió que només succeiria en una ocasió excepcional i que per tant no s'espera que passi. Tot i que no s'han de dimensionar les càrregues en accidents, s'ha considerat necessari ja que en moltes carreres mundialistes de motociclisme alguns pilots han aconseguit mantenir l'estabilitat en situacions de col·lisió inversemblants. Per aquest motiu s'ha intentat ajustar al màxim la resistència de la suspensió i les seves fixacions sense arribar a dissenys exagerats.



## 11. FASE D: Prototipatge

### 11.1. Basculant

A continuació es detallarà el procés seguit en la construcció del basculant a partir del disseny definitiu. No obstant, cal tenir en compte que quan es va realitzar la primera reunió amb l'empresa responsable d'ajudar en la seva fabricació, es va parlar de com canviar el disseny per abaratir la seva fabricació. Es van seguir les seves recomanacions i es va canviar el disseny inicial de tubs corbats comentat en l'apartat 8.3.2 pel disseny definitiu de tubs rectes soldats.

Una vegada enviat el disseny definitiu i acceptada la proforma, es va iniciar el procés de fabricació. El primer pas va ser realitzar una comanda amb tot el material necessari per tenir el volum suficient de tubs i xapa de les mides requerides. Cal dir que ja es va tenir en compte la disponibilitat de material de l'empresa per tal d'ultimar el disseny definitiu sabent exactament amb quin material estaria fabricat.

Quan ja es té tot el material necessari, cal fer el disseny de l'utilatge. L'utilatge és una estructura que serveix per subjectar els diferents tubs que formen el basculant. D'aquesta forma es pot garantir que durant el procés de soldadura es respectaran totes les relacions de posició entre seus elements. Sense un utilatge, fàcilment es produirien desviacions del disseny que fàcilment podrien arribar a ser crítiques. (Veure figura 11.1).

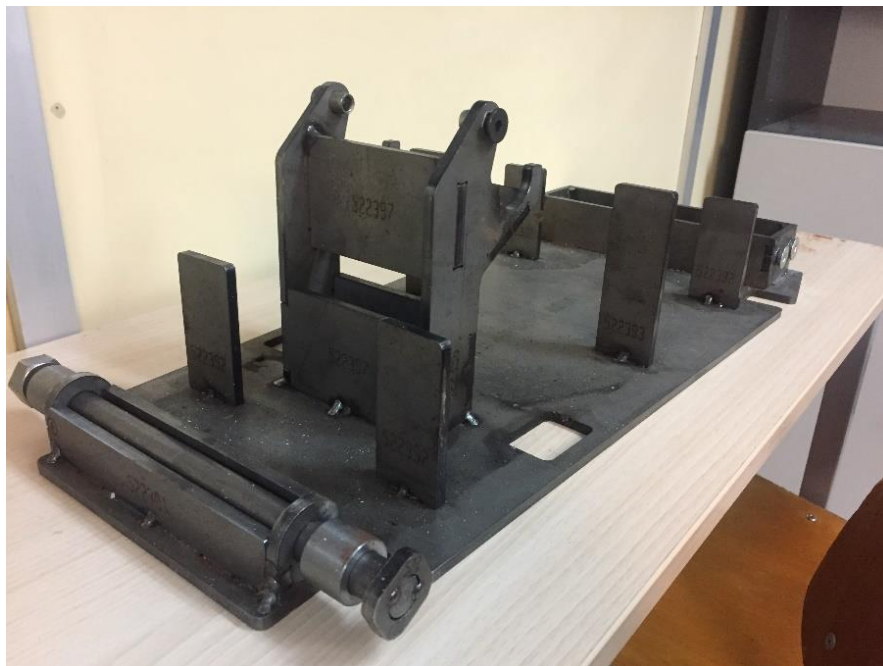


Figura 11.1 - Imatge de l'utilatge dissenyat per a la fabricació del prototip e-One.



El seu propi procés de disseny ja suposa un exercici laboriós ja que per elaborar-lo cal tenir clares les cotes més crítiques, com poden ser la posició dels forats on va l'eix d'unió amb el basculant, els forats de l'eix de la roda o la zona del pont central pròxima al tir de cadena. La seva rigidesa també és un factor important a considerar ja que les tensions de soldadura i/o el pes del xassís poden produir desviacions del disseny. Per aquest motiu resulta tant car fabricar un xassís a mesura, ja que en molts casos és més costós l'elaboració del propi utilitatge que no pas la fabricació del xassís.

Quan ja s'ha fabricat l'utilitatge i muntat els tubs damunt, s'uneixen els diferents tubs mitjançant un procés de soldadura tipus TIG (d'arc d'argó) mentre estan muntats damunt l'utilitatge. (Veure figura 11.2).



*Figura 11.2 - Soldadura TIG de les fixacions del basculant amb la suspensió.*

En aquest procés, es produeix un arc entre l'elèctrode de tungstè i la peça a soldar. Aquest arc produeix la calor necessària per fondre l'aportació de material que es subministra manualment. Durant el procés, és important que es segueixi una seqüència adequada. Aquest mètode resulta excel·lent per a tubs de qualsevol espessor, produint soldadures de major qualitat que la soldadura MIG.

Una vegada finalitzat el procés es comprova si l'estructura ha patit algun tipus de distorsió per intentar mitigar els seus efectes en la mesura que sigui possible. Una forma de fer-ho és reubicar les fixacions que es solden a posteriori de forma que la desviació queda compensada per la nova posició. Per la realització de la soldadura de les fixacions es practica un petit orifici al tub on s'introdueix part del suport per facilitar la soldadura.

## 11.2. Suspensió posterior

Per a la fabricació de les peces del sistema de bieletes s'han emprat operacions de fresat sobre planxes d'alumini 7075 de 20 mm de gruix. Per fer-ho s'ha utilitzat una fresadora per control numèric ja que és la solució més senzilla d'aconseguir amb precisió el disseny desitjat. (Veure figura 11.3).



Figura 11.3 - Fresadora per control numèric.

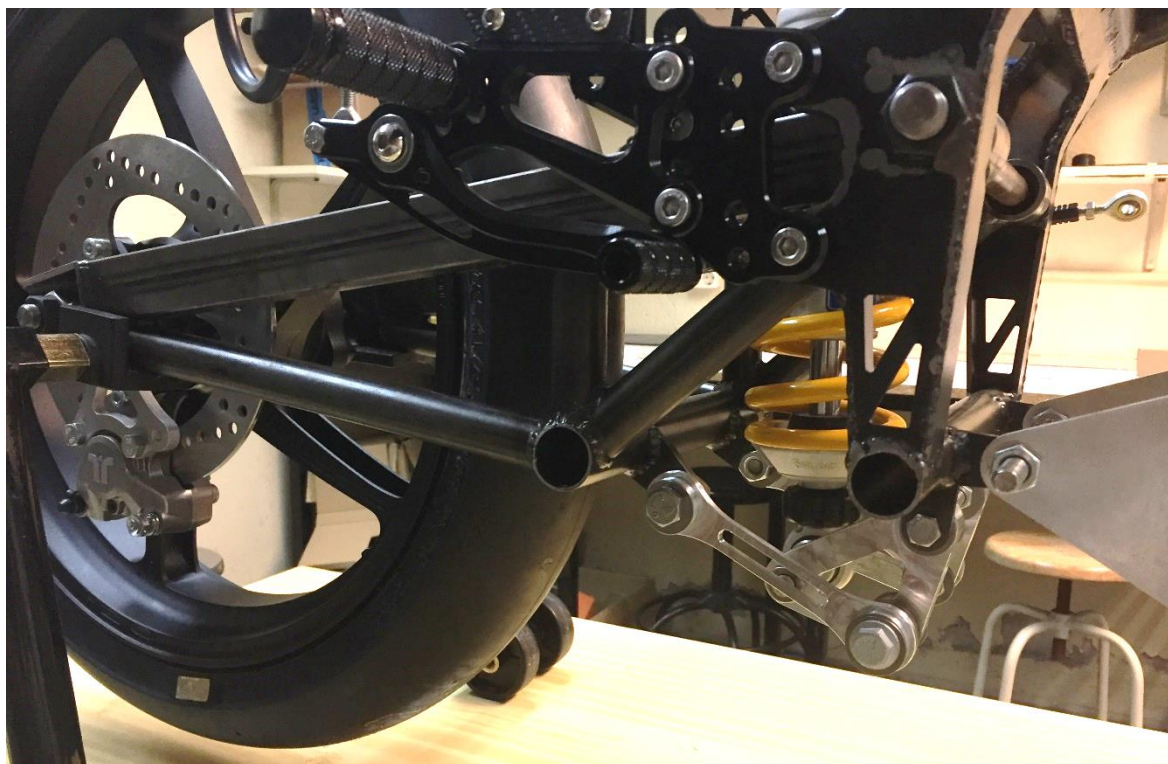
Una vegada ha acabat la fabricació de les quatre peces (dos bieletes i dos balancins), s'han d'encastar els rodaments. Cal anar amb compte ja que l'alumini es malmet amb més facilitat al rebre cops forts. Per aquest motiu és necessari ajudar-se d'un martell de niló per encastar el rodament, aplicant cops forts i secs realitzant un moviment circular. (Veure figura 11.4).



Figura 11.4 - Bieleta i balancí amb els seus corresponents rodaments preparats per ser encastats.

### 11.3. Tren posterior

Una vegada es tenen els rodaments del basculant i el sistema de bieletes s'ha de muntar el conjunt del tren posterior. Per fer-ho s'utilitzen cargols calibrats per a les unions llargues com les unions entre bieleta i balancí, i la unió entre balancins i amortidor. Per a la resta d'unions amb les fixacions s'han utilitzat cargols normals de mètrica 8 i 10. Cal recordar que al tractar-se de cargols d'acer és necessari posar una pista interior al rodament per tal de no malmetre'l. En el cas del prototip e-One s'han utilitzat pistes interiors de SKF amb referència IR 10x14x16 pels eixos de 10 mm; i pels eixos de 8 mm es van mecanitzar uns a mida ja que SKF els tenia descatalogats. Aquests es el resultat del tren posterior muntat. (Veure figura 11.5).



*Figura 11.5 - Tren posterior del prototip e-One muntat.*

## 12. Pressupost

A continuació es realitzarà un pressupost aproximat del cost total del projecte. Aquest el podem dividir en les següents parts:

- **Cost de material i de fabricació:** En aquest projecte s'ha dut a terme el prototipatge d'un tren posterior d'una motocicleta elèctrica de competició. Per tant hi ha hagut uns costos en concepte de material de fabricació que poden ser comptabilitzats. A més, al desenvolupar uns processos sobre uns materials dels que resulten el basculant i el sistema de suspensió, existeix un cost associat.
- **Cost de l'enginyer:** S'ha tingut en compte tot el temps invertit en realitzar l'estudi del tren posterior, el seu disseny mitjançant programes de disseny i de simulació, i el temps invertit en el seu muntatge i posada a punt.
- **Material inventariable:** Material informàtic emprat, ordinadors, eines pel muntatge del tren posterior entre d'altres.

COST DE L'ENGINYER			
Activitat	Preu hora	Hores invertides	Cost
Recerca	25 €/h	200 h	5000 €
Disseny conceptual	25 €/h	100 h	2500 €
Simulació i disseny	25 €/h	100 h	2500 €
Documentació	25 €/h	80 h	2000 €
COST TOTAL DE L'ENGINYER:			13250 €
COST DE MATERIAL I DE FABRICACIÓ			
Concepte			Cost
Fabricació del basculant (30% dte.)			1015,5 €
Fabricació del parell de bieletes en alumini 7075 (30% dte.)			176,57 €
Fabricació del parell de balancins en alumini 7075 (30% dte.)			134,82 €
Eixos, cargols, rodaments, pistes interiors, etc.			200 €
Amortidor posterior Öhlins S46DR1 (amb dte.)			1000 €
COST TOTAL DE MATERIAL I FABRICACIÓ:			2526,89 €
COST DEL MATERIAL INVENTARIABLE			
Concepte	Preu hora	Hores invertides	Cost
Ansys	30 €/h	50 h	1500 €
Solidworks	15 €/h	100 h	1500 €
COST TOTAL DE MATERIAL INVENTARIABLE:			3000 €
SUMATORI DE COSTOS TOTALS (COST TOTAL ABSOLUT):			18776,89 €



## 13. Estudi medi ambiental

La mobilitat elèctrica és un tema d'actualitat tant a Barcelona com a la major part de grans ciutats. Grans marques del món de l'automoció estan desenvolupant models 100% elèctrics o han llançat al mercat models híbrids. Un altre exemple n'és la proliferació d'empreses de lloguer de motocicletes elèctriques per minuts; un nou concepte de mobilitat anomenat "*Motosharing*". Per aquest motiu, el món de l'automobilisme i el motociclisme de competició segueix el mateix camí amb la *Formula E* i la *MotoE World Cup*. Això pot ser considerat un gran èxit, tenint en compte els interessos globals i la gran quantitat de diners que mouen les refineries i productors de combustibles fòssils.

Actualment molt estès el concepte de petjada de carboni en tots els sectors de la indústria. Encara que en el cas d'una motocicleta elèctrica pugui semblar nul·la, cal tenir en compte que aquest concepte inclou tot el cicle de vida del producte. Durant el seu cicle de treball, funciona a través d'electricitat emmagatzemada en bateries que s'han carregat a través de la xarxa elèctrica. Per tant, la petjada de carboni no es pot considerar nul·la, ja que aquesta energia no prové de fonts d'energia neta. A més, cal tenir en compte el desgast de certes parts de la motocicleta com els pneumàtics o certs plàstics que pot caldre canviar al llarg del seu cicle de funcionament. Durant el seu cicle de fabricació també s'han consumit recursos materials i energètics que caldria comptabilitzar. No obstant, la seva petjada de carboni és ínfima en comparació amb els seus equivalents de combustió.

Per aquest motiu, es planteja un model de sostenibilitat mediambiental anomenat economia circular. El seu funcionament bàsic (*exposat en la figura 10.1*) consisteix en iniciar un cicle on tots els recursos invertits es reinverteixen constantment fins arribar al punt de no necessitar altres elements externs per mantenir-se. Aplicat al prototip *e-One*, en concret al tren posterior, podrien reutilitzar-se tots els materials estructurals; ja siguin plàstics, acers, aluminis o fibres. D'aquesta forma només caldria tenir en compte l'impacte ecològic provocat per la generació d'energia provinent de la xarxa elèctrica utilitzada per circular durant el seu cicle de funcionament, i utilitzada en tots els processos del seu cicle de fabricació.



Figura 10.1 – Economía circular.

## 14. Planificació

A continuació es realitzarà una descripció de la planificació segregada per etapes des de la fase inicial de recerca fins a la implementació final del tren posterior en el prototip e-One.

Tasca	Inici	Finalització	Durada	Fase
Recerca sobre el comportament dinàmic d'una motocicleta.	Setembre 2017	Setembre 2017	20 dies	Documentació
Càlcul d'esforços sobre una motocicleta circulant en pista.	Setembre 2017	Octubre 2017	30 dies	Especificacions
Recerca sobre els principis de funcionament d'un basculant	Octubre 2017	Desembre 2017	45 dies	Documentació
Recerca sobre els principis de funcionament d'una suspensió	Octubre 2017	Desembre 2017	45 dies	Documentació
Establiment de les especificacions del basculant	Desembre 2017	Desembre 2017	10 dies	Especificacions
Establiment de les especificacions de la suspensió	Desembre 2017	Gener 2018	20 dies	Especificacions
Generació dels conceptes del sistema basculant	Gener 2018	Febrer 2018	20 dies	Generació de conceptes
Generació de conceptes del sistema suspensió	Gener 2018	Febrer 2018	40 dies	Generació de conceptes
Selecció del sistema solució del basculant	Març 2018	Març 2018	10 dies	Selecció del sistema solució
Selecció del sistema solució de la suspensió	Marc 2018	Abril 2018	30 dies	Selecció del sistema solució
Disseny del sistema basculant	Març 2018	Abril 2018	50 dies	Selecció del sistema solució
Disseny del sistema suspensió	Abril 2018	Abril 2018	20 dies	Selecció del sistema solució
Fabricació sistema basculant	Maig 2018	Maig 2018	30 dies	Prototipatge
Fabricació sistema suspensió	Maig 2018	Maig 2018	30 dies	Prototipatge
Documentació	Febrer 2018	Maig 2018	120 dies	Documentació
Implementació del tren posterior en el prototip e-One	Maig 2018	Juliol 2018	60 dies	Prototipatge

Taula 11.1 – Planificació del procés de disseny i desenvolupament del tren posterior del prototip e-One.

## Conclusions

El resultat d'aquest projecte ha estat molt favorable ja que s'han aconseguit dur a terme amb èxit tots els objectius establerts inicialment. A més, s'ha aconseguit implementar amb èxit en el prototip *e-One*. A continuació es realitzarà un breu balanç dels objectius assolits.

El tren posterior compleix amb totes les especificacions exigides per obtenir el funcionament desitjat sobre la pista, a nivell dinàmic i a nivell estàtic en les proves imposades per la competició MotoStudent Electric. A més, s'ha aconseguit respectant els demés sistemes de la motocicleta sense entrar en conflicte amb cap d'ells.

Les simulacions de tots els components d'ambdós sistemes s'han realitzat amb èxit. En alguns d'ells amb més èxit que d'altres, ja que per arribar a un disseny òptim en tot vehicle cal trobar un compromís entre els diferents aspectes que el caracteritzen. S'han assolit els resultats desitjats dins d'un rang pels valors de rigidesa del basculant, de progressivitat efectiva de la suspensió i de tensions màximes en tots els components estructurals. Tot això aconseguint a la vegada un pes total del tren posterior molt òptim.

Una de les parts més complicades ha estat la determinació de les especificacions. Quan es parla de qualitats dinàmiques en una motocicleta és complicat establir valors absoluts i tancats, ja que aquests depenen de la percepció del pilot. Per aquest motiu, es pot veure de forma clara com una fase de recerca aparentment senzilla, va tenir la mateixa extensió en el temps que la fase de disseny.

Aquesta fase de disseny i selecció del sistema solució ha sigut la més laboriosa amb diferència. Al estar ambdós sistemes estretament lligats, contínuament un avanç en el disseny d'un provocava modificacions en l'altre. Motiu pel qual ha resultat una tasca complicada arribar a un disseny definitiu del tren posterior que integri ambdós sistemes en perfecte harmonia.

Finalment, s'ha implementat el tren posterior en el prototip *e-One* amb èxit. Aprofundint en el disseny s'ha aconseguit eliminar l'existència d'errors durant la unió d'ambdós sistemes en la seva implementació.

Per acabar, encara falta una de les etapes del projecte més decisives: la verificació en pista del prototip. En aquesta es recopilaran dades del comportament dinàmic del tren posterior per tal d'establir una relació entre els valors calculats i simulats en aquest projecte i el seu comportament real.



A títol personal, em sento molt afortunat d'haver pogut realitzar aquest projecte formant part de l'equip e-Ride ETSEIB de l'Escola. En ell he aprofundit els meus coneixements sobre dinàmica de motocicletes i se m'ha brindat l'oportunitat de posar-los en pràctica. A més, he après sobre el funcionament de molts altres aspectes relatius a tots els sistemes del prototip. Considero que aquest projecte m'ha ensenyat a treballar en equip sent responsable d'una part, però encarant sempre totes les dificultats pensant en l'objectiu global que és la realització del prototip *e-One*.

## Agraïments

Per acabar, m'agradaria dedicar aquest capítol a les persones que m'han ajudat a fer possible aquest projecte.

Vull mostrar el més sincer agraïment a en Lluís Roger, el meu tutor en aquest treball; pels seus consells sobre el disseny de la suspensió, i per la seva passió i dedicació en aquests projectes universitaris que tant ens fan aprendre.

Vull agrair a tot l'equip la seva ajuda i confiança dipositada en mi. En especial a tot el departament de dinàmica i bastidor, amb qui he estat treballant colze a colze en el disseny del tren posterior.

Vull agrair a la meva família i amics el seu suport incondicional.

Finalment, també voldria agrair a l'Escola que s'aposti per projectes així, que ens permeten créixer com a futurs enginyers dins d'un entorn universitari.

## **Bibliografia**

### **Referències bibliogràfiques**

- [1] COSSALTER, V. Motorcycle dynamics
- [2] FOALE, T. Motorcycle Handling and Chassis Design
- [3] ULRICH, K., EPPINGER, S. Product Design and Development. Mc Graw Hill.

### **Bibliografia complementària**

- [1] SARAROLS, M., VECIANA, J. Diapositives de l'assignatura Vehicles: direcció. ETSEIB-UPC. Quadrimestre Primavera 2016.
- [2] MSC Adams Installation and Operations Guide
- [3] FOALE, T. Motorcycle Kinematics Analysis Software User's Manual
- [4] ISO 6725 :1981: Road vehicles -- Dimensions of two-wheeled mopeds and motorcycles -- Terms and definitions
- [5] ISO 6726 :1988: Mopeds and motorcycles with two wheels – Masses – Vocabulary
- [6] ISO 8855:1991 (UNE 26517:2006): Road vehicles – Vehicle Dynamics and road holding ability -- Vocabulary